

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulika lisu železničních náprav

Hydraulics of Press of Railway Axles

Student:

Bc. René Kalocsai

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Miroslav Bova

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. René Kalocsai**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Hydraulika lisu železničních náprav**
Hydraulics of Press of Railway Axles
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte přehled hydraulických pohonů používaných při výrobě železničního soukolí.
2. Pro vybraný lis navrhnete koncepční řešení.
3. Proved'te potřebné technické a pevnostní výpočty.
4. Zkontrolujte tepelnou bilanci hydraulického obvodu.
5. Zpracujete vybrané řešení do formy projektu.
6. Zpracujte výrobní dokumentaci hydraulického agregátu.

Seznam doporučené odborné literatury:

SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutiny mechanizmy*. Praha: SNTL, 1987. 623 s.
KOPÁČEK, J. *Hydrostatické převodové mechanizmy*. Praha: SNTL, 1986. 272 s.
PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Miroslav Bova**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. 5. 2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. René Kalocsai

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ČSL. Armády 2955, Karviná, 733 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KALOCSAI, R. *Hydraulika lisu železničních náprav: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2017, 87 s., Vedoucí práce: Dr. Ing. Bova, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu lisu určeného pro lisování železničního dvojkolí. V úvodní části práce je čtenář seznámen s vlastnostmi, rozdělením a technologií výroby jednotlivých částí železničního dvojkolí. Dále práce obsahuje informace týkající se konstrukce a principu činnosti vybraného lisovního zařízení. Praktická část práce uvádí přehled možných koncepčních řešení elektrohydraulického pohonu zařízení. Vybrané z nich je poté rozpracováno do formy projektu společně s potřebnými technickými výpočty. V samotném závěru je proveden popis hlavních částí jednotlivých montážních souborů hydraulického obvodu.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Dvojkolí, kolo, náprava, elektrohydraulický pohon, lis, lisovní plunžr, hydraulický agregát, řídicí blok.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KALOCSAI, R. *Hydraulics of Press of Railway Axles: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2017, 87 p., Thesis head: Dr. Ing. Bova, M.

Master thesis deals with the design of the hydraulic press power source used for the pressing wheelsets. In the first part, the reader is getting familiar with the properties, kinds and manufacturing technologies used to produce every individual part of the wheelset. Next part of this thesis keeps information about construction and functional principles of hydraulic press. The practical part of thesis presents an overview of possible conceptual solution of electro-hydraulic drive of the device. The selected ones are then elaborated into the form of the project together with the necessary technical calculations. At the end of this thesis, description of the main parts of the individual assemblies of the hydraulic circuit is made.

KEYWORDS:

Wheelset, wheel, axle, electro-hydraulic drive, press, hydraulic press, hydraulic aggregate, control block

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Dr. Ing. Miroslavovi Bovovi za odborné vedení, konzultace a podnětné připomínky, které mi byly poskytnuty jak v průběhu celého mého studia, tak při tvorbě této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a nejbližším za podporu při studiu.

Obsah

Seznam použitých značek a termínů	12
Úvod	15
1 GHH – BONATRANS	16
2 Železniční kola	17
2.1 Celistvá kola	17
2.1.1 Konstrukce celistvých kol	17
2.1.2 Názvosloví jednotlivých částí celistvých kol	19
2.2 Obručová kola.....	19
2.2.1 Názvosloví jednotlivých částí obručových kol	21
2.3 Pryži odpružená kola	23
2.3.1 Názvosloví jednotlivých částí pryží odpružených kol	24
2.4 Speciální kola.....	25
2.4.1 Názvosloví jednotlivých částí speciálních kol	25
2.5 Materiál železničních kol.....	26
2.6 Výroba celistvých kol a kotoučů obručových kol	27
2.6.1 Dělení materiálu na pilách	28
2.6.2 Karuselová pec	28
2.6.3 Tváření za tepla – kovací lis.....	28
2.6.4 Tváření za tepla – děrovací lis	29
2.6.5 Tváření za tepla – válcovací stolice	29
2.6.6 Tváření za tepla – prohýbací lis	30
2.6.7 Tepelné zpracování	30
2.6.8 Mechanické a materiálové zkoušky	31
2.6.9 Obrábění železničních kol.....	31
2.6.10 Nedestruktivní zkoušky	32
2.7 Výroba obručí	32

3	Železniční nápravy	33
3.1	Rozdělení náprav podle umístění ložiskových čepů.....	33
3.2	Rozdělení náprav podle funkce dvojkolí	34
3.2.1	Názvosloví jednotlivých částí hnaných náprav	34
3.2.2	Názvosloví jednotlivých částí hnacích náprav	35
3.3	Podle typu nápravových ložisek	35
3.4	Podle průřezu nápravy	36
3.5	Materiál a tepelné zpracování železničních náprav	37
3.6	Výroba železničních náprav.....	38
3.6.1	Ohřev materiálu.....	38
3.6.2	Tváření za tepla – kovací lis.....	39
3.6.3	Obrábění železničních náprav	39
4	Železniční dvojkolí.....	41
4.1	Hlavní rozměry dvojkolí.....	42
4.1.1	Rozchod koleje.....	43
4.1.2	Rozkolí	43
4.1.3	Styčná kružnice	44
4.1.4	Rozchod okolků	44
4.1.5	Vzdálenost středů ložiskových čepů	45
4.2	Lisování železničních kol na nápravu.....	45
4.2.1	Nalisování kol na nápravu s přesahem za studena	46
4.2.2	Nasazení kol na nápravu s přesahem za tepla	47
4.2.3	Lepení kol na nápravu s přesahem	48
4.3	Rozlisování železničního dvojkolí.....	49
5	Hydraulický lis CDR 500	50
5.1	Zařazení lisu.....	50
5.2	Použití stroje	51

5.3	Konstrukce zařízení	51
5.3.1	Lisovní válec	52
6	Technické parametry elektrohydraulického pohonu	55
7	Návrh elektrohydraulického pohonu lisu	56
7.1	Volba koncepčního řešení pohonu lisu	56
7.1.1	Varianta 1	56
7.1.2	Varianta 2	60
7.1.3	Varianta 3	61
7.1.4	Varianta 4	62
7.1.5	Varianta 5	63
7.1.6	Výběr koncepce	64
7.2	Výpočet parametrů jednotlivých částí pohonu	64
7.2.1	Volba lisovací síly	65
7.2.2	Určení výkonu elektromotoru	65
7.2.3	Stanovení geometrického objemu hydrogenerátoru	66
7.2.4	Určení velikosti nádrže	66
7.2.5	Výpočet maximálního průtoku plnicím ventilem	67
7.2.6	Návrh potrubního systému	68
7.2.7	Tepelný výpočet	69
8	Technická zpráva	72
8.1	Funkční schéma elektrohydraulického pohonu	72
8.2	Struktura elektrohydraulického obvodu	73
8.2.1	Hydraulický agregát	73
8.2.2	Řídicí blok	75
8.2.3	Lisovní válec	76
8.2.4	Potrubní systém	76
8.2.5	Pracovní kapalina	76

8.2.6	Řídící elektronika	77
8.3	Popis funkce elektrohydraulického pohonu.....	77
8.3.1	Rozběh pohonné jednotky	77
8.3.2	Předjíždění lisovního plunžru	78
8.3.3	Lisovací proces.....	78
8.3.4	Dekomprese.....	79
8.3.5	Zpětný chod.....	79
9	Vizualizace montážních souborů.....	80
	Závěr	83
	Seznam použité literatury	85
	Seznam příloh	87

Seznam použitých značek a termínů

Symbol	Význam	Jednotka
F	Síla	[N]
F_{EMP}	Síla empiricky odvozená	[N]
F_{MAX}	Síla maximální	[N]
$F_{T MAX}$	Teoretická síla	[N]
L	Maximální zdvih lisovního plunžru	[m]
P_{EL}	Výkon elektromotoru	[W]
P_{HYD}	Hydraulický výkon	[W]
Q_{HG}	Průtok hydrogenerátoru	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HG LEK}$	Lekážní průtok hydrogenerátoru	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{HM}	Průtok hydromotoru	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HM L MAX}$	Maximální průtok do hydromotoru v režimu lisování	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HM L MIN}$	Minimální průtok do hydromotoru v režimu lisování	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HM MAX}$	Maximální průtok do hydromotoru	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HM P}$	Průtok do hydromotoru v režimu předjíždění	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{HM Z}$	Průtok do hydromotoru při zpětném chodu	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_O	Průtok odpadním potrubím	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{PL P}$	Průtok plnicím ventilem ve fázi předjíždění	[m ³ ·s ⁻¹]
$Q_{PL Z}$	Průtok plnicím ventilem ve fázi zpětného chodu	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{PV}	Průtok přepouštěcím ventilem	[m ³ ·s ⁻¹]
S_A	Plocha plunžru prostoru A	[m ²]
S_B	Plocha plunžru prostoru B	[m ²]
S_C	Plocha plunžru prostoru C	[m ²]
S_L	Činná plocha plunžru při procesu lisování	[m ²]
S_N	Plocha nádrže	[m ²]
T	Časová konstanta	[s]
T_P	Čas předjížděcího cyklu	[s]
T_Z	Čas zpětného chodu	[s]
V_B	Objem prostoru B válce	[m ³]
V_C	Objem prostoru C válce	[m ³]

V_{HG}	Objem hydrogenerátoru	$[m^3]$
V_K	Objem kapaliny	$[m^3]$
V_N	Objem nádrže	$[m^3]$
c_K	Měrné skupenské teplo kapaliny	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
c_{OK}	Měrné skupenské teplo kovu	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
d	Rozchod okolků	$[m]$
d_A	Malý průměr diferenciálního plunžru	$[m]$
d_B	Vnitřní průměr lisovacího plunžru	$[m]$
d_C	Vnější průměr lisovacího plunžru	$[m]$
d_O	Světlost odpadního potrubí	$[m]$
d_{PL}	Světlost plnicího potrubí	$[m]$
d_S	Světlost sacího potrubí	$[m]$
d_T	Světlost tlakového potrubí	$[m]$
e	Rozchod koleje	$[m]$
i	Poměr ploch	$[1]$
k	Součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
m_{OC}	Hmotnost ocelových částí	$[kg]$
n_{EL}	Otáčky elektromotoru	$[min^{-1}]$
p_{PRAC}	Pracovní tlak	$[Pa]$
t_{MAX}	Maximální teplota kapaliny	$[^{\circ}C]$
t_{OK}	Teplota okolí	$[^{\circ}C]$
t_U	Ustálená teplota	$[^{\circ}C]$
$v_{L MAX}$	Maximální rychlost plunžru v režimu lisování	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_{L MIN}$	Minimální rychlost plunžru v režimu lisování	$[m \cdot s^{-1}]$
v_O	Rychlost proudění kapaliny v odpadním potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
v_P	Rychlost proudění kapaliny v plnicím potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
v_S	Rychlost proudění kapaliny v sacím potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
v_T	Rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí	$[m \cdot s^{-1}]$
v_Z	Rychlost zpětného chodu plunžru	$[m \cdot s^{-1}]$
Δp_{DRP}	Tlakový spád na dvojcestné tlakové váze	$[Pa]$
Δp_{HG}	Tlakový spád na hydrogenerátoru	$[Pa]$
Δp_{HM}	Tlakový spád na hydromotoru	$[Pa]$

Δp_{OD}	Tlakový spád odpadní větve	[Pa]
Δp_{PR}	Tlakový spád na proporcionálním rozváděči	[Pa]
Δp_{PV}	Tlakový spád na přepouštěcím ventilu	[Pa]
$\Delta p_{\check{S}H}$	Tlakový spád na škrťací hraně šoupátka	[Pa]
Δp_{TRP}	Tlakový spád na třicestné tlakové váze	[Pa]
ϕ	Celkový ztrátový výkon	[W]
ϕ_{HG}	Teplo generované hydrogenerátorem	[W]
ϕ_N	Teplo odvedené nádrží	[W]
ϕ_{OK}	Teplo přiváděné okolím	[W]
ϕ_{PR}	Teplo generované proporcionálním rozváděčem	[W]
α_{HG}	Počet hydrogenerátorů	[1]
α_{PR}	Počet prvků	[1]
β_{HG}	Časový faktor hydrogenerátoru	[1]
β_{PR}	Časový faktor proporcionálního rozváděče	[1]
η	Celková účinnost	[1]
$\eta_{HG Q}$	Průtoková účinnost hydrogenerátoru	[1]
η_{MAX}	Maximální účinnost	[1]
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ_K	Hustota kapaliny	[kg·m ⁻³]
σ	Příčná vůle dvojkolí	[m]

Úvod

Potřeba snadné přepravy nákladů a osob z jednoho místa na druhé byla jasná již starověkým civilizacím přibližně před sedmi tisíci lety. Někdy v tomto období se objevují první zmínky o jednom z největších vynálezů v dějinách techniky, čímž je kolo umožňující dopravu za pomoci jiné, než svalové energie. Jednou z historicky nejstarších a nejvýznamnějších způsobů dopravy je doprava železniční. Přesně však určit její počátky je velice obtížné, ba až nemožné. Uveďme příklad prvních koněspřežných železnic, či využití prvních kolejových vozů v dolech pohybujících se po dřevěných kolejnicích. Železnice v podobě v jaké ji známe dnes, kde se supermoderní rychlovlaky prohánějí po kolejích rychlostí vyšší jak $550 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$, by však nemohla existovat bez celé řady technicky velice složitých výrobních zařízení.

Hlavní součástí umožňující přenos drtivé většiny sil mezi kolejí a samotným vozem je bezesporu dvojkolí, jehož koncepce nezaznamenala žádnou výraznější změnu již více než sto let. Dnes nejpoužívanějším způsobem výroby železničního dvojkolí skládajícího se z tuhé nápravy a dvou kol je lisování za studena, provádějící se na speciálních hydraulických lisech. Návrh pohonu jednoho z těchto hydraulických zařízení bude i předmětem této diplomové práce. Cílem je pak zvolit vhodné koncepční řešení elektrohydraulického pohonu vybraného zařízení a to zpracovat do formy projektu, včetně potřebných technických a pevnostních výpočtů.

1 GHH – BONATRANS

Jediným tuzemským výrobcem železničního dvojkolí je závod BONATRANS GROUP a.s. se sídlem v Bohumíně. Firma se zabývá výrobou a vývojem železničního dvojkolí a jeho částí určené pro všechny typy kolejových vozidel, přes tramvaje a metro po supermoderní rychlovlaky. Své kořeny datuje do roku 1965, kdy byl založen závod Železniční dvojkolí v rámci Železáren a drátoven Bohumín, dále jen (ŽDB). V roce 1966 zde byla spuštěna výroba na válcovně kol a kovárně náprav, následně roku 1968 byla do provozu uvedena i obrobna těchto součástí. Jako samostatná společnost pod názvem BONATRANS a.s. začala firma působit v roce 1999, kdy se odtrhla od mateřské společnosti (ŽDB). Dalším významným milníkem společnosti byl rok 2014, kdy akvizice významného německého konkurenta Gutehoffnungshütte Radsatz, zabývající se komplexním řešením nízkopodlažních tramvají, vedla ke vzniku nadnárodní společnosti GHH – BONATRANS. V roce 2016 společnost zahájila výrobu v dalších dvou závodech s názvy Bonatrans Asia Limited v čínském Hong kongu a Bonatrans India Private Limited ve městě Aurangabad [10, 11].

Přehled výrobních závodů společnosti GHH – BONATRANS:

- BONATRANS GROUP a.s. (Česká republika)
- Gutehoffnungshütte Radsatz GmbH (Německo)
- Bonatrans India Private Limited (Indie – Maharashtra)
- Bonatrans Asia Limited (Čína – Hongkong) [18]

Dnes společnost GHH – BONATRANS exportuje své výrobky do více než 75 zemí světa na 5 kontinentech. Nejenom díky širokému sortimentu výrobků, ale především díky technologii a kvalitě výroby, je možné společnost považovat za špičku ve svém oboru, tudíž významného hráče na světovém trhu.



Obrázek 1.1 Logo společnosti [20]

2 Železniční kola

Kola jakožto stykové prvky mezi kolejí a samotným vozem lze bezesporu označit za jednu ze základních součástí železničního dvojkolí. Z hlediska jejich funkce je nezbytné, aby každé z kol vykazovalo ty nejvyšší známky kvality a spolehlivosti. Všechny záležitosti spojené s jejich výrobou proto podléhají celé řadě národním, oborovým a podnikovým technickým normám, či vyhláškám UIC schvalující mezinárodní železniční unie.

Ačkoli se nezasvěcenému člověku mohou zdát všechna kola stejná, z konstrukčního hlediska rozeznáváme čtyři základní druhy železničních kol:

- kola celistvá (monobloková),
- kola obručová (složená),
- pryží odpružená kola,
- speciální kola.

2.1 Celistvá kola

Celistvá kola, někdy označovaná jako kola monobloková nebo jen monobloky, jsou tvořena z jednoho kusu kvalitního materiálu. Z pohledu konstrukce, jde o velmi jednoduchá a výrobně méně náročná kola skládající se z malého počtu částí.

2.1.1 Konstrukce celistvých kol

Obvodovou část celistvého kola tvoří věnec s opracovanou jízdní plochou. Jeho tloušťka závisí na provozních podmínkách a zvolené politice každého z provozovatelů. Podle tloušťky věnců lze celistvá kola rozdělit:

- lehká kola (s minimální tloušťkou věnce),
- těžká kola (s maximální tloušťkou věnce).

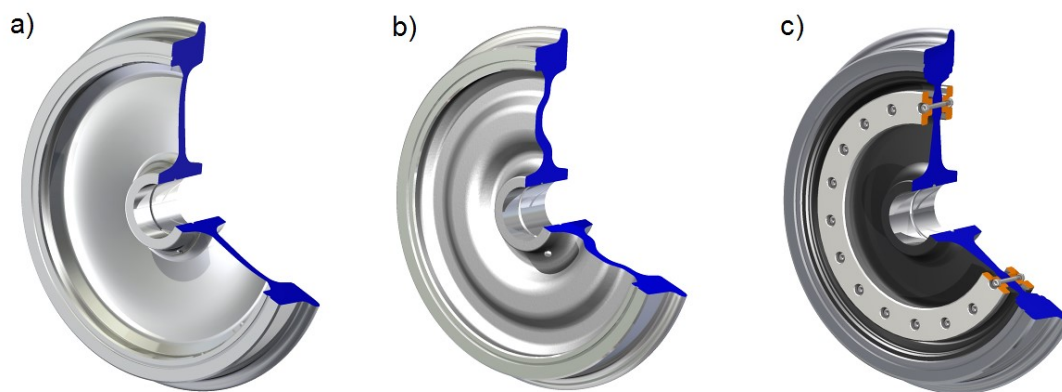
Pro lehká kola platí, že „*jakmile opotřebení věnce dosáhne mezních hodnot, kolo se vyřadí z provozu; v některých případech lze věnec osoustružit do tvaru, odpovídajícího kolu obručovému, a nasadit obruč*“ [7].

Naopak těžká kola je možné po opotřebení na mezní hodnotu znovu přesoustružit na žádaný tvar a to i vícekrát. Limitní hodnotu sjetí jízdního profilu každého z kol je možné

určit pomocí tzv. mezní drážky, umístující se z důvodu snadné vizuální kontroly na vnější stranu věnce, viz **obrázek 2.2**.

Zesílenou, středovou část kola nazýváme náboj. Jeho úkolem je zajistit bezpečné sevření lisovaného spoje s nápravou. Pro snazší demontáž lisovaného spoje je náboj vybaven společně s rozváděcím kanálkem také Brattovým injekčním otvorem, jejichž význam si vysvětlíme později.

V případě celistvých kol je kladen největší důraz na desku, spojující obvodovou a středovou část kola. O tvaru desky kola rozhodují faktory jako: druh dvojkolí, způsob jeho brzdění, průměr kola, prostorové nároky na uspořádání pohonu, požadavky zákazníka na zajištění radiálního pružení a jiné. Obecně platí, že kola s přímou nebo lehce prohnutou deskou **obrázek 2.1a** jsou schopná snášet nižší tepelná zatížení od brzdění, než kola s deskou výrazně prohnutou **obrázek 2.1b**. Přímé, či lehce prohnuté provedení desky v některých případech umožňuje montáž brzdících kotoučů přímo na jejich povrch, viz **obrázek 2.1c**. S tímto řešením se velmi často setkáváme u hnacích vozidel, které jsou primárně bržděny dynamicky elektromotory, přičemž kotoučová brzda plní pouze sekundární funkci dobrzdování.



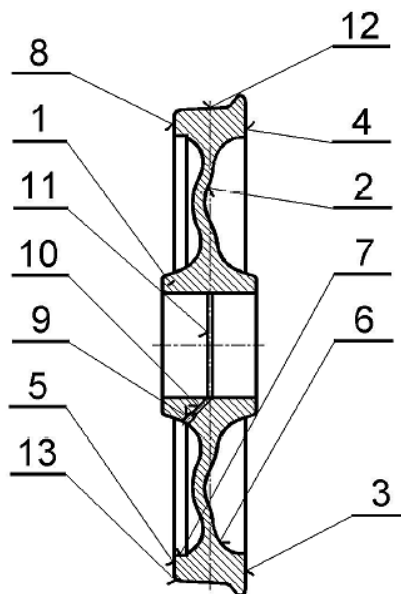
Obrázek 2.1 Různá konstrukční řešení celistvých kol

- a – celistvé kolo s lehce prohnutou deskou, b – optimalizované kolo BBS s výrazně prohnutou deskou,
c – celistvé kolo s brzdovými kotouči namontovanými přímo na desce kola

Výpočet tepelného zatížení celistvých kol popisuje evropská norma EN 13979-1, vyhláška UIC 510-5, a americká norma AAR-S660 [10].

2.1.2 Názvosloví jednotlivých částí celistvých kol

Řez společně s názvoslovím jednotlivých dílů celistvých kol dle vyhlášky ČD V 99/1 je na **obrázku 2.2**.



Obrázek 2.2 Řez celistvým kolem [30]

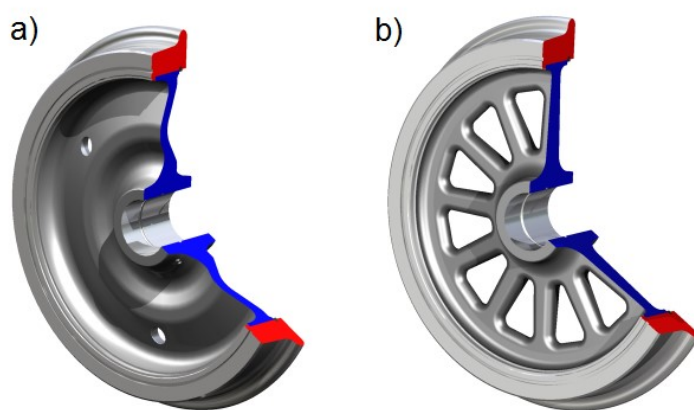
Popis k **obrázku 2.2**:

1 – Náboj celistvého kola	8 – Mezní drážka
2 – Deska celistvého kola	9 – Díra pro přívod tlakové kapaliny
3 – Věnec celistvého kola	10 – Kanálek pro tlakovou kapalinu
4 – Vnitřní čelo věnce celistvého kola	11 – Drážka pro tlakovou kapalinu
5 – Vnější čelo celistvého kola	12 – Styčná kružnice
6 – Vnitřní povrch věnce celistvého kola	13 – Zkosená hrana
7 – Upínací plocha	

2.2 Obručová kola

Kola obručová, jinak taky kola složená, se skládají z kotouče nebo hvězdice, na které je za tepla nalisovaná předeřhátá obruč v rozmezí teplot 200-250 °C (nikdy nad 300 °C) [8]. Po nalisování se spoj co nejrychleji zajistí proti axiálnímu posunutí tzv. vzpěrným kroužkem plochého, či profilovaného průřezu. Ten je z pravidla umístěn v drážce na vnitřní straně kola, viz **obrázek 2.3**. Možnost demontáže obručí, jakožto prvků

podléhajících opotřebení, je nezbytné vnímat jako prioritní vlastnost. V okamžiku, kdy kolo dosáhne mezního opotřebení, není zapotřebí rozlisování celé soustavy dvojkolí, což má za následek výrazné snížení finančních a procesních nároků na opravu jízdní plochy kola. Fakt, že se tento druh železničních kol skládá ze dvou a více částí vede i k úspoře kvalitní oceli. Nicméně je potřeba konstatovat, že i přes řadu výhod, jsou kola obručová čím dál častěji vytlačována koly celistvými. Důvodem je především jejich složitější výroba, vyšší hmotnost, ale hlavně možnost uvolnění, či pootočení obruče vůči kotouči resp. hvězdici vlivem dilatace způsobené nerovnoměrným ohřevem v okamžiku intenzivního brždění špalíkovou brzdou.



Obrázek 2.3 Různá konstrukční řešení obručových kol

a – kotoučové provedení obručového kola, b – hvězdicové provedení obručového kola

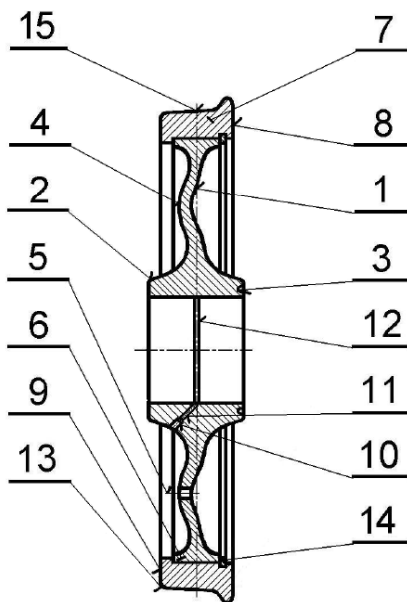
V případě obručových kol je obvodová část kola tvořená již zmiňovanou obručí, nesoucí tvar jízdní plochy a okolku. Svým průřezem je takřka k nerozeznání od věnců celistvých kol. Hlavním rozlišovacím znakem je osazení rybinovitého tvaru tzv. ozub, který plní funkci dorazu při procesu lisování obruče na kotouč, popř. hvězdici **obrázek 2.6**.

Stejně jako celistvá kola i kotouče obručových kol se skládají ze tří charakteristických částí: obvodového věnce, spojovací desky a středového náboje. Poslední dvě ze jmenovaných částí se nijak zásadně neodlišují, avšak výrazného rozdílu si můžeme všimnout u obvodového věnce obručových kol, jehož tvar je zcela odlišný.

S hvězdicovým provedením obručových kol **obrázek 2.3b** se dnes nejčastěji setkáváme zejména u hnacích vozidel, vyžadující přístup a dobrou viditelnost částí pohonu, umístěných u nápravy. Z důvodu obtížného vyvažování nejsou hvězdicová kola vhodná pro vozidla vyšších a vysokých rychlostí.

2.2.1 Názvosloví jednotlivých částí obroučových kol

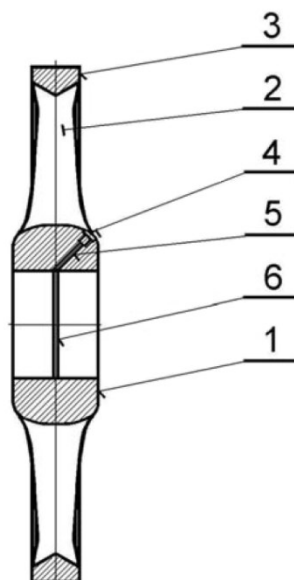
Řez jednotlivými částmi společně s jejich názvoslovím dle interního předpisu společnosti České dráhy, a.s. V 99/1 je na **obrázku 2.4**, **obrázku 2.5** a **obrázku 2.6**.



Obrázek 2.4 Řez obroučovým kolem [30]

Popis k **obrázku 2.4**:

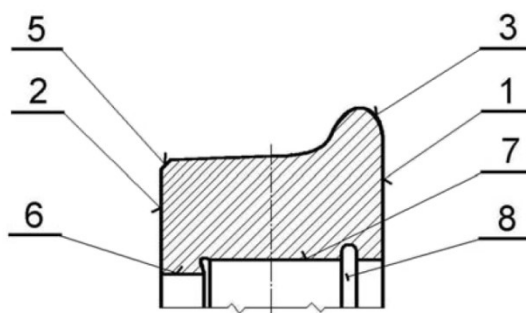
- | | |
|-------------------------------|---------------------------------------|
| 1 – Kotouč | 9 – Vnější čelo obrouče |
| 2 – Náboj kotouče | 10 – Díra pro přívod tlakové kapaliny |
| 3 – Odlehčovací drážka náboje | 11 – Kanálek pro tlakovou kapalinu |
| 4 – Deska kotouče | 12 – Drážka pro tlakovou kapalinu |
| 5 – Unášecí díra | 13 – Zkosená hrana |
| 6 – Větec kotouče | 14 – Vzpěrný kroužek |
| 7 – Obruč | 15 – Styčná kružnice |
| 8 – Vnitřní čelo obrouče | |



Obrázek 2.5 Řez hvězdící [30]

Popis k **obrázku 2.5**:

- | | |
|----------------------|--------------------------------------|
| 1 – Náboj hvězdice | 4 – Díra pro přívod tlakové kapaliny |
| 2 – Paprsek | 5 – Kanálek pro tlakovou kapalinu |
| 3 – Věncový hvězdice | 6 – Drážka pro tlakovou kapalinu |



Obrázek 2.6 Řez obručí [30]

Popis k **obrázku 2.6**:

- | | |
|-------------------------|------------------------------|
| 1 – Vnitřní čelo obruče | 6 – Ozub |
| 2 – Vnější čelo obruče | 7 – Dosedací plocha obruče |
| 3 – Okolek | 8 – Drážka vzpěrného kroužku |
| 5 – Zkosená hrana | |

2.3 Pryží odpružená kola

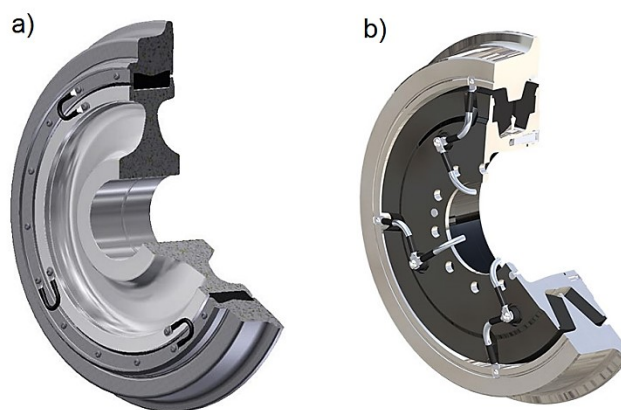
Jedná se o speciálně vyvinutá kola schopná výrazným způsobem snížit hluk a vibrace vznikající při jízdě kolejových vozidel. Tlumící efekt zajišťují pryžové segmenty umístěné mezi obručí a kotoučem kola, viz **obrázek 2.8**. Tyto pryžové segmenty snižují úhel náběhové obruče a tím tak dochází k poklesu hluku o 2 až 3 dB. Mnohdy se tento druh železničních kol používá v kombinaci s tzv. tlumiči hluku, schopnými snížit hladinu valivého hluku o 5 dB a hladinu kvílivého hluku až o 30 dB [8]. Díky nízkým hlukovým emisím jsou pryží odpružená kola přímo určená pro dopravní prostředky zajišťující městskou hromadnou dopravu (tramvaje a metro). Nutno podotknout, že pokud se nejedná o speciální konstrukci s upraveným tvarem obruče, není v případě těchto kol možné realizovat třecí brzdění špalíkovou brzdou. „Vzhledem k tomu, že kola musí být elektricky vodivá, protože přes ně protéká zpětný trakční proud z vozidla do kolejnic, jsou pryží odpružená kola vybavena zemnicími můstky, jež vodivě spojují obruč s kotoučem“ [10]. Hovoříme o tzv. rekuperaci elektrické energie zpět do sítě.

Rozlišujeme dva základní typy pryží odpružených kol:

- jedno prstencová,
- dvou prstencová.

Jedno prstencová kola **obrázek 2.7a**, známá pod názvem standardní pryží odpružená kola, jsou kola s pryžovými elementy namáhanými na tlak. Radiální tuhost těchto kol činí 60 až 100 kN·mm⁻¹ z čehož vyplývá, že průhyb kola v radiálním směru je poměrně malý. Kola jsou proto používána na tratích dobré a průměrné kvality [10].

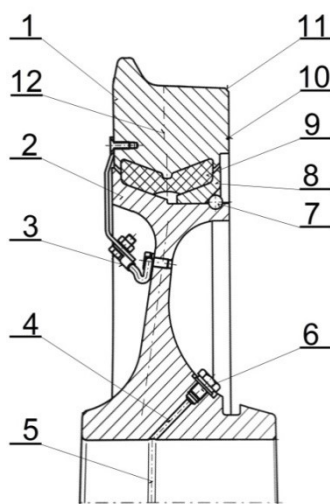
Co se dvou prstencových, někdy taky hyperelastických kol **obrázek 2.7b** týká, jde o kola, jejíž pryžové elementy jsou převážně namáhány na smyk. Vysoká poddajnost v radiálním směru (až čtyřnásobně vyšší než u kol s bloky namáhanými na tlak) způsobuje snížení valivého odporu, ale naopak zajišťuje cestujícím v případě špatné kvality tratě mnohem vyšší pohodlí. S Velkými deformacemi pryžových elementů jsou samozřejmě spojeny i vysoké nároky na kvalitu pryže.



Obrázek 2.7 Různá konstrukční řešení pryží odpružených kol [23, 24]

a – standardní pryží odpružené kolo, b – hyperelastické kolo

2.3.1 Názvosloví jednotlivých částí pryží odpružených kol



Obrázek 2.8 Řez pryží odpruženým kolem [10]

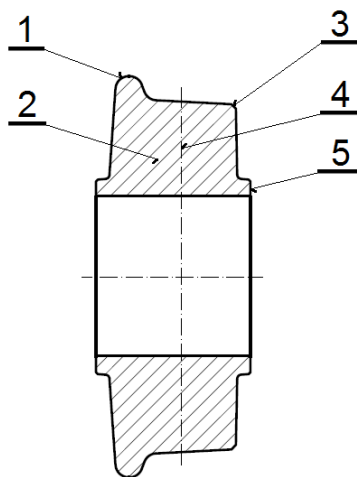
Popis k **obrázku 2.8:**

- | | |
|--|-----------------------|
| 1 – Obruč | 7 – Pojistný kroužek |
| 2 – Kotouč | 8 – Přítlačný kroužek |
| 3 – Zemníci můstek | 9 – Pryžový blok |
| 4 – Kanálek pro tlakovou kapalinu | 10 – Mezní drážka |
| 5 – Drážka pro tlakovou kapalinu | 11 – Zkosená hrana |
| 6 – Díra pro přívod tlakové kapaliny (Brattův otvor) | 12 – Styčná kružnice |

2.4 Speciální kola

O speciálních kolech můžeme říct, že se jedná o jistý druh celistvých kol velmi malých průměrů. U této konstrukce zcela chybí deska kola, věnec tak přímo přechází v náboj, čehož si můžeme všimnout na **obrázku 2.9**. Tento druh kol je montován na dvojkolí, určená pro velmi malá zatížení na nápravu – pouhých 7,5 t [10]. S oblibou se tento druh kol využívá pro vozy určené k přepravě kamiónů a osobních automobilů. Malý průměr kol, má za následek malý úhel nájezdové rampy, což způsobuje snadnou nakládku i vykládku automobilů.

2.4.1 Názvosloví jednotlivých částí speciálních kol



Obrázek 2.9 Řez speciálním kolem

Popis k **obrázku 2.9**:

1 – Okolek

4 – Styčná kružnice

2 – Věnec

5 – Náboj

3 – Zkosená hrana

2.5 Materiál železničních kol

Hned na úvod této kapitoly bych rád zmínil pravidlo vycházející z jednoduché politiky. Jelikož výměna opotřebovaného železničního kola je mnohem levnější, než výměna opotřebovaných kolejnicových pásů, volí se tvrdost jízdní plochy kol přibližně o 10 % nižší, než je tvrdost kolejí, na kterých jsou kola provozována.

Dle způsobu výroby železniční kola rozlišujeme:

- kola tvářená,
- kola litá.

Litá kola se u nás a ani ve zbytku Evropy, s výjimkou Polska a Anglie, příliš neobjevují. Jedním z důvodů je, že Evropské země využívají k realizaci osobní i nákladní dopravy stejných tratí, což přináší požadavek zastavení obou souprav na stejné vzdálenosti. Pro zastavení mnohdy dlouhých a těžkých nákladních vlaků je tak zapotřebí vysokých brzdných výkonů, kterým litá kola vyrobená z ocelolitiny (s obsahem uhlíku do 0,6 %) nejsou schopna bezpečně odolávat, aniž by nevznikali tepelně únavové trhliny.

Vlastnosti materiálu použitého pro výrobu tvářených železničních kol předepisuje norma EN 13262. Ve většině případů se jedná o uhlíkovou ocel s obsahem uhlíku do 0,5 %, vyráběnou v uzavřeném hutním cyklu z tekutého surového železa s přibližně 30 % podílem šrotu. Přesněji jde o vakuovanou ocel s garancí max. 2,0 ppm (parts per million) vodíku. Technologie výroby železničních kol přímo vyžaduje, aby během tepelného zpracování bylo dosaženo tzv. jemnozrnné struktury, z čehož vyplývá, že použitá ocel musí vykazovat obsah min. 0,014 % zbytkového kovového hliníku.

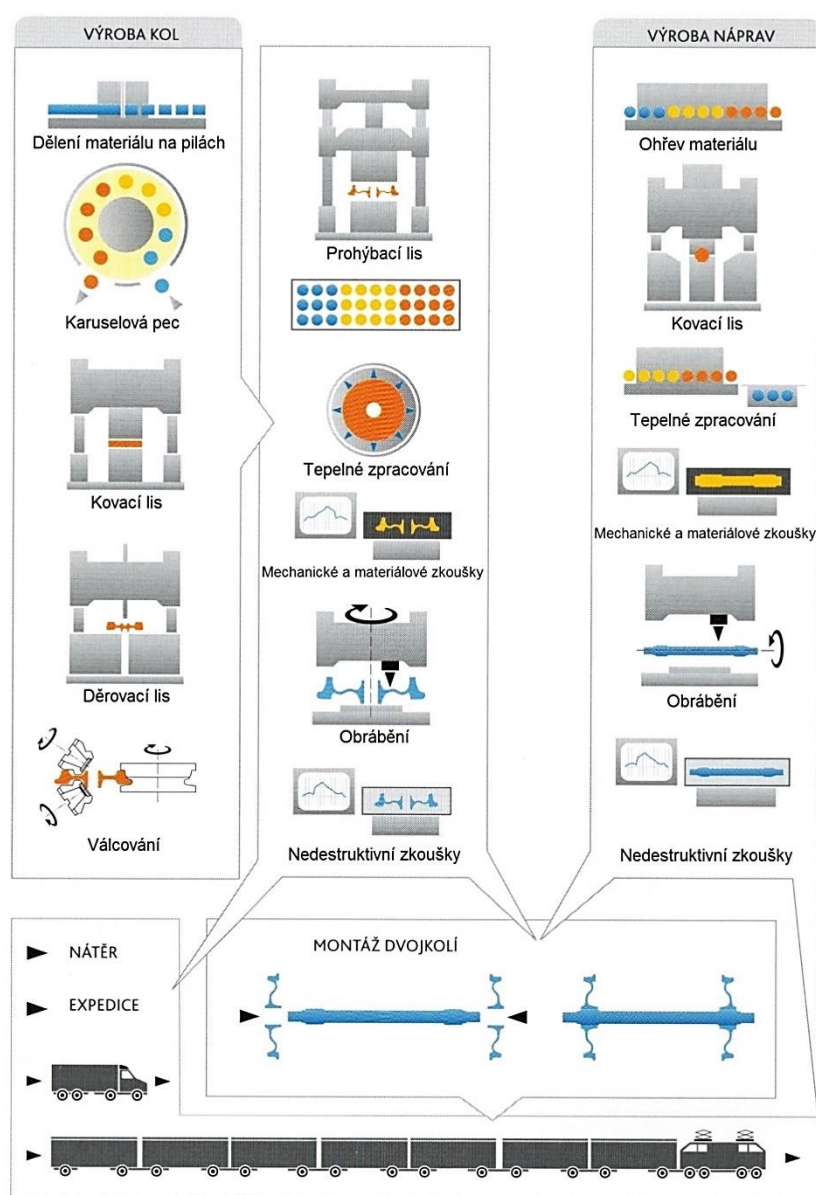
Dle vyhlášky UIC 810-1 rozlišujeme šest různých kategorií oceli vhodných pro výrobu obručí. Jedná-li se o obruče tramvajových vozidel, výchozím materiálem je v mnoha případech ocel 12 063.

Materiál tvářených kotoučů uvádí vyhláška UIC 812-1. Vyhláška UIC 812-1 taktéž uvádí i materiál litých hvězdic.

2.6 Výroba celistvých kol a kotoučů obručových kol

Zabývat se podrobným popisem jednotlivých výrobních operací při výrobě železničních kol a náprav by bylo nad rámec rozsahu této diplomové práce. Proto se pouze stručně pokusím nastínit průběh výroby a zároveň uvést přehled základních hydraulických zařízení, bez kterých nelze výrobu jakýmkoli způsobem realizovat. Z důvodu ochrany dat není možné blíže specifikovat jednotlivé hydraulické prvky a jejich nastavení, jelikož se jedná o duševní vlastnictví každého z výrobců.

Schéma procesu výroby železničních kol a náprav ve společnosti BONATRANS GROUP a.s. je vyobrazeno na **obrázku 2.10**.



Obrázek 2.10 Schéma procesu výroby společnosti BONATRANS GROUP a.s. [11]

2.6.1 Dělení materiálu na pilách

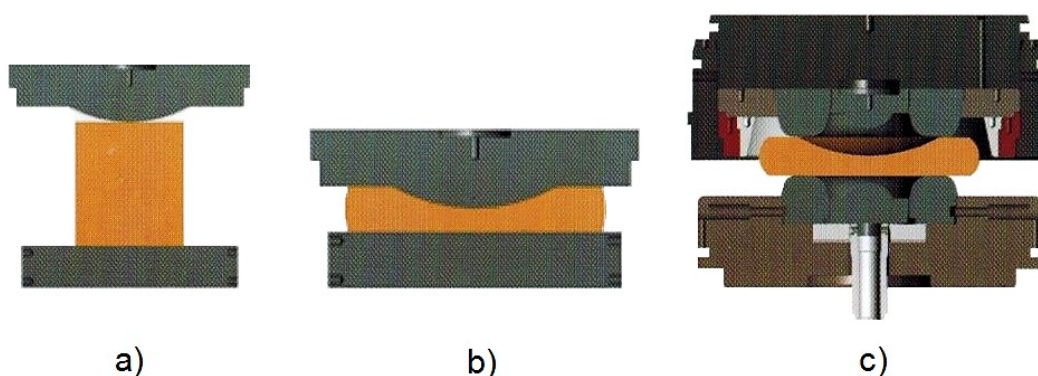
Proces výroby začíná dělením vstupního materiálu. Dlouhé předvalky, tzv. sochory, se na dělicích linkách řezou na jednotlivé špalky. Takovéto automaticky řízené dělicí linky jsou vybaveny přesnými kotoučovými pilami, jejichž kotouče dosahují průměrů až 1600 mm. Upínání předvalku, přísun a odsun pilového kotouče to vše je zde realizováno prostřednictvím hydrauliky.

2.6.2 Karuselová pec

Nařezané špalky jsou pomocí hydraulického manipulátoru jednotlivě vsazovány do karuselové pece. Zde stráví při teplotě 1200 °C, přibližně 3-4 hodiny s ohledem na velikost vstupního materiálu. Dokonalé, ale hlavně rovnoměrné prohřátí materiálu na kovací teplotu je zajištěno automatickým počítačovým systémem. Pohon pece velmi často zajišťují regulační hydrogenerátory. Možnost objemového řízení hydrogenerátorů je nezbytná z důvodu případné změny úhlové rychlosti otáčení pece.

2.6.3 Tváření za tepla – kovací lis

Před zahájením samotného tváření, musí být z povrchu takto připraveného materiálu odstraněny okuje, vznikající vlivem oxidace železa. Tento proces probíhá ve dvou stupních: mechanickým narušením kompaktní vrstvy okují a následným dočištěním proudem vody dosahují tlaku až 12,5 MPa [10].



Obrázek 2.11 Grafické zobrazení tvářecích operací prováděných na kovacím lise [10]

a – vystředěný špalek, b – proces petchování, c – proces tváření

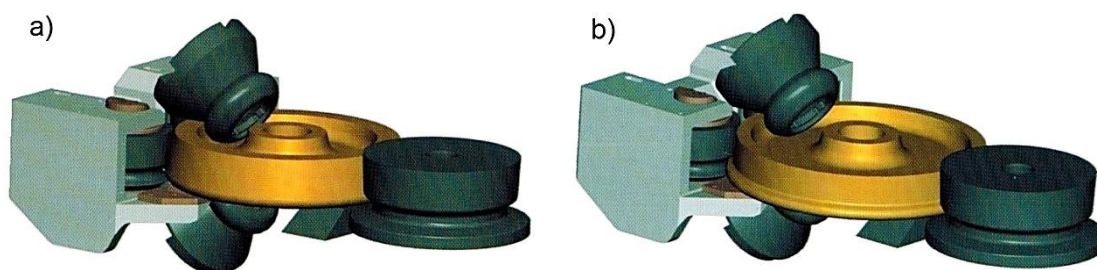
Na řadu přichází tzv. pěchování a tvarování viz **obrázek 2.11**. Každá z operací je provedena pouze na jeden lisovací cyklus kovacího lisu. Jedná se o velmi sofistikované hydraulické zařízení schopné vyvinout lisovací sílu až 56 MN (5600 t), v případě použití multiplikátoru až 65 MN (6500 t). Jen pro představu ekvivalentem takového zatížení je hmotnost 80 traťových lokomotiv. Charakteristický pro tuto skupinu tvářecích strojů je především fakt, že hlavním hnacím médiem, z důvodu požární bezpečnosti, není hydraulický olej, nýbrž voda. Přesněji však HFA kapalina (emulze oleje ve vodě), kterou řadíme do kategorie těžko zápalných kapalin.

2.6.4 Tváření za tepla – děrovací lis

Po provedení tvarování následuje vystřížení díry v náboji na děrovacím lise. „*Výlisek je zde sevřen mezi horní přidržovací nástroj a průstřižnici a po sevření je přitlačen na průstřižník a vyděrován. Vyděrovaný odpad propadne pod děrovací lis*“ [10].

2.6.5 Tváření za tepla – válcovací stolice

Dále se výrobní linka dělí na válcovnu kol a válcovnu obručí. O válcování obručí si více řekneme v **kapitole 2.7**. Po prostřížení díry součást putuje na tzv. válcovací stolici. Jak si můžeme všimnout na **obrázku 2.12**, válcování probíhá zejména v oblasti věnce a desky, což má za následek patrné zvětšení celkového průměru a vytvoření okolku na jízdní ploše kola. Ani zde se neobejdeme bez použití hydraulických zařízení, jelikož přítlak i krouticí moment válcovacích válců zajišťují masivní hydromotory. Synchronizace všech pohonů je v tomto okamžiku velice důležitá, protože každá výrobní nepřesnost vede ke zvětšení technologických přídavek, čili zvýšení nákladů na obrábění.

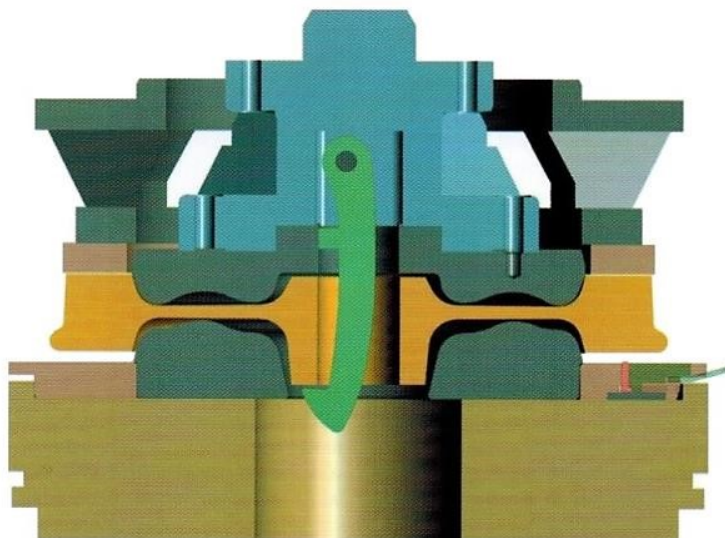


Obrázek 2.12 Grafické zobrazení procesu válcování [10]

a – před válcováním, b – po válcování

2.6.6 Tváření za tepla – prohýbací lis

Konečnou zastávkou tvářecí linky je prohýbací lis **obrázek 2.13**, na němž dochází spolu s ražením identifikačních znaků k formování desky kola do její finální podoby.



Obrázek 2.13 Grafické vyobrazení činnosti prohýbacího lisu [10]

2.6.7 Tepelné zpracování

Dostáváme se k procesu tepelného zpracování, při kterém dochází k úpravě vnitřní struktury materiálu a získání optimálních mechanických vlastností. Vytvarovaná kola jsou v tunelových pecích ohřívána na kalící teplotu přibližně 850 °C. Vycházejme z myšlenky, že se jedná o železniční kola vyrobená z jednoho kusu materiálu, každá z jeho částí proto musí vykazovat odlišné materiálové vlastnosti. Ideálem je získat kolo pružné a zároveň tvrdé. „*Bohužel platí, že tvrdost je vykoupena snížením pružnosti*“ [21]. Z toho důvodu se kalení potřebné pro získání dostatečné tvrdosti provádí pouze na ploše, kde dochází ke kontaktu kola s kolejí. Věnc je tedy po celém svém obvodu tvrdý a deska kola zůstává dostatečně pružná. Existuje však i tzv. celoobjemové kalení, které popisuje britská norma BS 5892-3.

Následuje proces zvaný popouštění, což je proces, při kterém dochází k řízenému ochlazování na teplotu přibližně 500 °C. Popouštění provádíme zejména z důvodu odstranění vnitřního pnutí a křehkosti způsobené předešlým kalením.

2.6.8 Mechanické a materiálové zkoušky

Dokončením posledního kroku tepelného zpracování vznikají surová kola. Po jejich vychladnutí následuje proces tzv. přejímky, které se musí zúčastnit každé z kol bez ohledu na to, zda je nebo není určeno k dalšímu mechanickému opracování. Přejímku chápeme jako kontrolu a ověření všech předepsaných parametrů celé jedné výrobní dávky zhotovené z oceli téže tavby. Pověřený pracovník proto vybere předepsaný stanovený počet kusů, ze kterých budou odebrány zkušební vzorky, pro různé materiálové zkoušky, jako např. zkouška tvrdosti – dle Brinella, vrubová zkouška, zkouška lomové houževnatosti, zkouška mikrografické čistoty, či orientace zbytkového napětí a další. V případě negativních výsledků, těchto (destruktivních) zkoušek, jsou výrobky konkrétní tavby opět tepelně přepracovány [13].

2.6.9 Obrábění železničních kol

Dříve, než zahájíme proces třískového obrábění, prováděné na moderních číslicově řízených strojích známých pod zkratkou CNC, je nutné z povrchu surového kola odstranit vzniklé okuje. To je prováděno tak, že povrch otáčejícího se vývalku doslova ostřelujeme malými kovovými částicemi o průměru 4,5 mm tzv. (broky) [13]. *„Jednou z finálních operací na obrobne kole je statické vyvažování a případně následná korekce nevyváženosti. Kolo je vyváženo odebráním potřebného množství materiálu z vnitřní strany věnce“* [10].



Obrázek 2.14 Ukázka obrobených a surových kol [21]

vlevo – po obrobení z jedné strany, vpravo – surová kola před obráběním

2.6.10 Nedestruktivní zkoušky

Finální zastávkou při výrobě železničních kol jsou laboratoře a zkušebny výstupní kontroly. Zde jsou železniční kola podrobena řadě nedestruktivních zkoušek, pro odhalení povrchových či vnitřních vad. Pro zjištění vnitřních vad se s oblibou využívá zkoušky ultrazvukem nebo RTG, naopak pro zjištění vad povrchových se provádí zkouška magnetoskopická.

2.7 Výroba obručí

Jak už bylo zmíněno v předchozí kapitole, proces výroby obručí je až po děrování podobný jako výrobní proces celistvých kol. Odtud jsou budoucí obruče dopravovány pomocí gravitačního válečkového dopravníku k předválcovací a doválcovací stolici. Princip činnosti těchto zařízení je opět podobný válcovací stolici určené pro válcování celistvých kol **obrázek 2.12**. Z hlediska tepelného zpracování jsou obruče vyráběny ve dvou jakostních provedeních a to ocelí normalizačně žíhaných nebo kalených a následně popouštěných.



Obrázek 2.15 Doválcovací stolice pro válcování obručí [10]

3 Železniční nápravy

Další nedílnou součástí železničního dvojkolí je náprava. Ve své podstatě se jedná o nosník válcovitého průřezu s různě odstupňovanými průměry, sloužící nejenom k upevnění samotných kol a udržení jejich předepsaného rozkolí, ale také k montáži celého dvojkolí do nápravových ložisek. Charakteristickými částmi nápravy jsou čepy, sedla opěrných kroužků, dřík, sedla kol, sedla brzdových kotoučů a v případě hnacích náprav i sedla ozubených kol, pomocí nichž dochází k přenosu krouticího momentu na dvojkolí. V Evropě jsou nápravy nejčastěji dimenzovány pro zatížení přibližně 20 t, v zemích Amerického kontinentu je to pak až 30 t.

„Nápravy kolejových vozidel a také ostatní části pojezdu lokomotiv jsou poškozovány především únavou. Často se tento jev kombinuje s vlivem agresivního účinku prostředí a vlivem třecí koroze. Proto je rozhodující zejména povrch těles a jeho mikrogeometrická i metalurgická kvalita“ [12]. Informace o metodice pevnostní kontroly hnaných náprav jsou uvedeny v normě EN 13103 a hnacích náprav v normě EN 13104. Tyto normy rovněž definují tři různé kategorie koncentrace napětí, či stanovené poměry mezi průměrem sedel kol a průměrem dříku (pro nové sedlo 1,15, pro renovované sedlo 1,12) [13].

Železniční nápravy rozdělujeme podle různých hledisek:

- podle umístění ložiskových čepů,
- podle funkce dvojkolí,
- podle typu nápravových ložisek,
- podle průřezu nápravy.

3.1 Rozdělení náprav podle umístění ložiskových čepů

Právě podle vzájemné pozice čepů, sloužících k nasazení nápravových ložisek, a sedel nábojů kol dělíme nápravy na:

- nápravy s vnitřními ložiskovými čepy,
- nápravy s vnějšími ložiskovými čepy.

S první skupinou náprav se nejčastěji setkáváme u tramvají či hnacích vozidel poháněných spojnicovým pohonem. Nicméně drtivou většinu tvoří nápravy s vnějším uložením ložiskových čepů, proto se dále budeme věnovat pouze jim.

3.2 Rozdělení náprav podle funkce dvojkolí

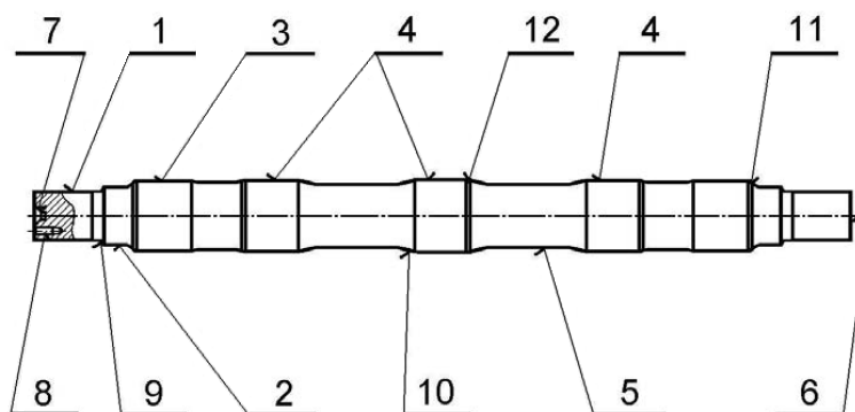
Dle tohoto hlediska rozeznáváme nápravy:

- hnané (běžné),
- hnací.

Hnané nápravy známe také pod názvem běžné, jsou konstrukčně mnohem jednodušší. Příklad hnané nápravy je na **obrázku 3.1**.

Hnací nápravy na rozdíl od běžných náprav musí být přizpůsobeny k montáži jednotlivých dílů pohonu dvojkolí, viz **obrázek 3.2**. To je také důvod, proč tento druh náprav mnohdy obsahuje větší počet odstupňovaných segmentů.

3.2.1 Názvosloví jednotlivých částí hnaných náprav



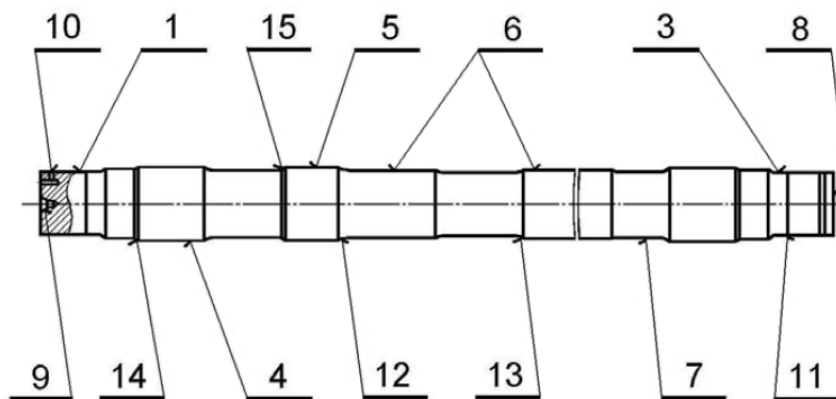
Obrázek 3.1 Vozová náprava dvojkolí s kotouči brzdy na nápravě [30]

Popis k **obrázku 3.1**:

- | | |
|-----------------------------|---|
| 1 – Čep nápravového ložiska | 7 – Středící důlek |
| 2 – Sedlo opěrného kroužku | 8 – Díra pro šroub koncové desky |
| 3 – Sedlo kola | 9 – Výkružek sedla opěrného kroužku |
| 4 – Sedlo kotouče brzdy | 10 – Výkružek dřívku |
| 5 – Dřík nápravy | 11 – Zaváděcí kužel sedla kola |
| 6 – Čelo nápravy | 12 – Zaváděcí kužel sedla kotouče brzdy |

3.2.2 Názvosloví jednotlivých částí hnacích náprav

Příklad konstrukčního provedení hnací nápravy určené pro dvojkolí poháněné tlakovým motorem je na **obrázku 3.2**. Označení a pojmenování jednotlivých částí nápravy se řídí interní vyhláškou ČD V 99/1.



Obrázek 3.2 Hnací náprava dvojkolí s tlakovými ložisky [30]

Popis k **obrázku 3.2**:

1 – Čep nápravového ložiska	9 – Středící důlek
3 – Sedlo opěrného kroužku	10 – Kanálek a drážka pro tlakový olej
4 – Sedlo kola	11 – Výkružek sedla opěrného kroužku
5 – Sedlo ozubeného kola	12 – Výkružek sedla tlakového ložiska
6 – Čep tlakového ložiska	13 – Výkružek dřívku
7 – Dřík nápravy	14 – Zaváděcí kužel sedla kola
8 – Čelo nápravy	15 – Zaváděcí kužel sedla ozubeného kola

3.3 Podle typu nápravových ložisek

Stejně jako v ostatních odvětvích průmyslu, i zde rozlišujeme ložiska dle principu jejich činnosti na dvě základní kategorie:

- ložiska kluzná,
- ložiska valivá.

Charakteristickým znakem náprav určených pro montáž kluzných ložisek je tzv. nákrůžkové zakončení vnějších čepů nápravy, viz **obrázek 3.3b**. Dnes je však použití

kluzných ložisek pro tuto aplikaci pouhým přežitkem, vyskytujícím se pouze u historických vozidel.

Současné nápravy určené pro valivá ložiska žádný nákrůžek neobsahují. Vyrábí se ve dvou konstrukčních provedeních: se závitovým ukončením čepu pro koncovou matici **obrázek 3.3c** a s rovným zakončením čepu se třemi, popř. čtyřmi závitovými dírami pro přišroubování koncové desky **obrázek 3.3a**.

Úkolem ložisek je propojení samotného dvojkolí s ostatními mechanickými prvky pojezdu. Nejčastěji používanými typy nápravových ložisek jsou: dvouřadá soudečková naklápěcí ložiska, dvojitě uspořádaná jednořadá válečková ložiska a dvouřadá kuželíková ložiska s uspořádáním proti sobě. Za však nejdokonalejší jsou považovány tzv. kompaktní ložiskové jednotky TBU a CBU. Základ těchto nerozebíratelných a zároveň dokonale utěsněných jednotek tvoří dvouřadá kuželíkové nebo válečkové ložisko s trvanlivostí 3 až 5 miliónů kilometrů.



Obrázek 3.3 Způsoby zajištění nápravových ložisek

a – pro valivá ložiska se třemi závitovými otvory, b – pro kluzná ložiska s nákrůžkem, c – pro valivá ložiska se závitovým ukončením

3.4 Podle průřezu nápravy

Z hlediska průřezu se v praxi můžeme setkat se dvěma konstrukčními provedeními železničních náprav:

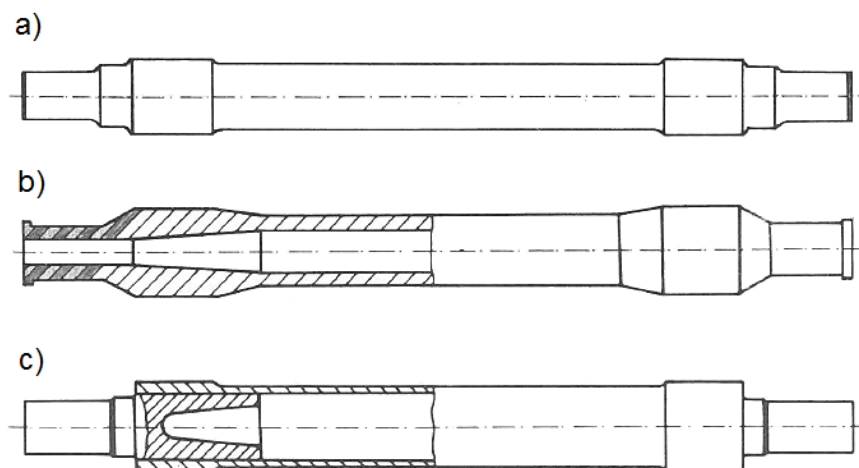
- s nápravami plnými,
- s nápravami dutými.

Největší skupinu z celkové produkce náprav tvoří nápravy plné. Průřez plnou nápravou je uveden na **obrázku 3.4a**.

Další skupinou náprav jsou nápravy duté, vznikající odvrtáním množství materiálu z oblasti rotační osy nápravy. S ohledem na to, o jaký typ nápravy se jedná (hnací / hnaná), rozlišujeme dva typy provedení dutých náprav. Prvním způsobem provedení je vrtání po celé délce nápravy **obrázek 3.4b**. Toto řešení se častěji objevuje u hnacích náprav, jelikož

díra v celém rozsahu nápravy umožňuje snazší ultrazvukovou kontrolu, či detekci trhlin, na těžko dostupných místech, zejména pod lisovanými spoji ozubených kol nebo brzdových kotoučů nacházejících se uprostřed nápravy. Druhým způsobem provedení dutých náprav, typickým pro hnané nápravy určené pro dvojkolí bržděná špalíkovou brzdou, či kotoučovou brzdou s kotouči upevněnými přímo na desce kola, je tzv. oboustranné vrtání. Vrtání se provádí pouze v rozsahu od čel nápravy, pod sedla nábojů kol a to protože, nápravy určené pro tento druh dvojkolí se vyznačují dlouhým a hladkým dřikem neobsahující žádná další sedla.

Co se snížení hmotnosti týče, vrtání má znatelný přínos až v případě větších průměrů náprav. „Zcela výjimečně pro lehká vozidla na vysoké rychlosti byly zkoušeny nápravy trubkové **obrázek 3.4c**, do nichž byly plné ložiskové čepy zalisovány. Spojení trubkové a plné části bylo zajištěno lepením“ [6].



Obrázek 3.4 Rozdělení náprav dle průřezu [6]

a – plná náprava, b – dutá náprava vrtaná po celé své délce, c – trubková náprava

3.5 Materiál a tepelné zpracování železničních náprav

Obdobně jako v případě materiálu vhodného pro výrobu železničních kol i zde se jedná o vakuovanou, kontinuálně litou ocel, vyrobenou přednostně v kyslíkovém konvertoru, viz **kapitola 2.5**. Méně častá, ale možná, je i výroba náprav z ingotové oceli odlévané spodem, či plynule do kokil čtvercového průřezu.

Nápravy se dodávají ve dvou různých variantách tepelného zpracování, jako normalizačně žíhané, popř. kalené a popouštěné. Opět platí systém přejímky, kdy v případě nevyhovujících vlastností se celá tavba posílá zpět na tepelné přepracování. Výtažek z vyhlášky UIC 811-1 a 811-2 – **tabulka 3.1**, kde jsou uvedeny požadavky na mechanické vlastnosti materiálu, dle různých kategorií ocelí. Podrobnější informace o vlastnostech materiálu použitého pro výrobu železničních náprav, uvádí i Evropská norma EN 13261.

Tabulka 3.1 Mechanické vlastnosti železničních náprav [8]

Kategorie oceli UIC	Tepelné zpracování ¹⁾	Mechanické vlastnosti ²⁾				
		Re min. N/mm ²	Rm N/mm ²	A % min.	KU podélně J min.	KU příčně J min.
A1	U	270	500÷650	20	20	–
	N	320	550÷650	22	25	10
	T	350	550÷700	24	40	15
A2	N	350	510÷620	22	40	20
A3	N	360	600÷750	17	20	10
	T	390	620÷770	19	25	13
A4	T	420	650÷800	18	40	20
A5	T	510	730÷880	14	25	13

1) ... N = normalizačně žíhaný; T = tepelně zušlechťený; U = tepelně nezpracovaný
2) ... Re = mez pružnosti; Rm = pevnost v tahu; A = tažnost při přetržení ($L_0=5.d_0$);
KU = vrubová houževnatost při 20°C

3.6 Výroba železničních náprav

Schéma výrobního procesu železničních náprav je uvedeno na **obrázku 2.10** předchozí kapitoly. Z něj je patrné, že chronologie výroby náprav je velmi podobná, již zmíněné výrobě železničních kol, proto v této kapitole uvedu pouze stručný popis výrobních operací, jim odlišných. Záležitosti, které jsou stejné, či velice podobné pro obě tyto součásti, jak nápravy, tak kola nebudu již dále blíže specifikovat.

3.6.1 Ohřev materiálu

Materiálový vstup pro výrobu náprav může být čtvercového nebo kruhového průřezu. Rozměry předvalků čtvercového průřezu se obvykle pohybují od 150x150 mm do 300x300 mm. V případě kruhových předvalků pak od Ø180 mm do Ø250 mm. Průřez vstupního materiálu se volí na základě průřezu sedla vykované nápravy tak, aby byl dodržen stupeň přetváření min. 3:1, v některých případech až 4:1 [10]. Takto vysoký stupeň přetváření zajistí požadované vlastnosti a trvanlivost materiálu. Uvědomme si, že životnost náprav musí několikanásobně převýšit životnost kol.

Průběžný ohřev materiálu je realizován v krokové peci. Její vytápění je zajištěno zemním plynem, popř. směsí zemního a koksového plynu, tzv. plynem degazačním. Doba ohřevu vsázky na teplotu 1250 °C činí přibližně 150 až 340 min s ohledem na velikost vstupního materiálu. Po výjezdu materiálu z krokové pece je, stejně jako v případě železničních kol, potřeba z jeho povrchu odstranit vzniklé okuje [13].

3.6.2 Tváření za tepla – kovací lis

Takto odkujněný materiál je připraven k procesu tváření za tepla, metodou polozápustkového kování. To je realizováno pomocí kovacího lisu schopného vyvinout sílu až 8 MN (800 t). Celý proces probíhá tak, že jeden konec předvalku je upnut v čelistech manipulátoru a druhý konec je postupně posouván do pracovního prostoru lisu. Beran kovacího lisu je obvykle vybaven dvěma, až třemi páry tvarových kovadel, z nichž každý je určen pro kování jiné části nápravy. Za periodicky se opakujícího přitlačování tvarových kovadel na povrch předvalku a jeho postupného otáčení kolem své podélné osy dochází k tvarování nápravy do jejího výsledného tvaru. Po dokončení se předvalek otočí v horizontálním směru a celý proces se opakuje, viz **obrázek 3.5**.



Obrázek 3.5 Proces kování nápravy [21]

Dále vytvarovaná náprava putuje ke kyslíkovému řezacímu stroji, „*který upálí konce čepů náprav, čímž se dosáhne předepsané délky surové nápravy*“ [10].

3.6.3 Obrábění železničních náprav

Dříve, než jsou nápravy uvolněny k dalšímu mechanickému zpracování, musí stejně jako v předchozím případě železniční kola, projít procesem již zmíněného tepelného zpracování a řadou mechanických a materiálových zkoušek. Obrábění předchází i proces tryskání a následný odpočinek, ještě stále surových náprav. Odpočinek se provádí zejména

z důvodu dokonalého vyrovnání teplot po procesu tepelného zpracování, aby rozměrové parametry nápravy nebyly, jakýmkoli způsobem ovlivněny tepelnou roztažností materiálu.

Obrábění probíhá v několika po sobě jdoucích krocích: vrtání středících důlků (provizorních), hrubování, opracování čel náprav, soustružení na čisto, někdy taky válečkování, molybdenování a broušení. Krátké přiblížení posledních třech ze jmenovaných operací však stojí za zmínku.

Válečkování je proces, při kterém na rotující povrch nápravy tiskneme z obou stran zároveň tzv. válečkovací hlavu, čímž snížíme drsnost povrchu, vnášíme do materiálu tlakové napětí, ale také výrazným způsobem zvýšíme jeho únavovou životnost.



Obrázek 3.6 Proces válečkování náprav [25]

Další operací je molybdenování. Jedná se o proces nanášení tvrdokovu Molybdenu v tenké vrstvě (tloušťka vrstvy asi 0,5 mm) na sedla náprav, čímž dojde ke zvýšení únavové pevnosti nápravy a zajištění snazší demontáže nalisovaných dílů. Finální operací na pracovišti obrobny je broušení, kterým získáme mimořádnou přesnost a drsnost povrchu v rozsahu od Ra 0,4 do 1,6 μm [10].

Před samotnou expedicí je nutné opět nápravy podrobit řadě nedestruktivních zkoušek.

4 Železniční dvojkolí

Základní koncepce železničního dvojkolí je stejná již 150 let. Lze předpokládat, že ani v budoucnosti tato koncepce, tvořena dvěma koly nalisovanými na nápravu, neprojde žádnou výraznější změnou. Jedná se o konstrukční a funkční celek, bez kterého by nemohl být uskutečněn pojezd žádného kolejového vozidla. Slouží především k nesení a vedení kolejového vozu po kolejích. Již z funkce dvojkolí je patrné, že jde o nejvíce namáhanou část celého vozidla. Veškeré síly vznikající mezi vozidlem a kolejí, v jakémkoliv jízdním režimu, se soustředí právě na dvojkolí. Příkladem mohou být síly vyvolané tíhou samotného vozu a jeho nákladu, síly vniklé vedením v podélném a příčném směru, rázové síly vznikající při průjezdu kolejnicových styků, či síly při brždění a v neposlední řadě u hnacích vozů také síly trakční. Ve všech případech se jedná především o dynamické síly s proměnlivou amplitudou a frekvencí. Dvojkolí tak musí vyhovovat mnoha výrobním a materiálovým požadavkům, jelikož selhání některé z jeho částí by mohlo vést k ohrožení lidských životů, v lepším případě k obrovským materiálovým škodám.

Jak už bylo zmíněno, dvojkolí je tvořeno dvěma koly pevně spojenými s nápravou. Ukázka hotového dvojkolí i s nátěrem, vyrobeného ve firmě BONATRANS GROUP a.s., je na **obrázku 4.1**. Těžce rozebíratelné spojení obou částí je v současnosti nejčastěji realizováno pomocí lisování za studena. Tento a další možné způsoby spojení železniční nápravy (hřídele) s železničními koly (náboji) budou podrobněji popsány v **kapitole 4.2**.



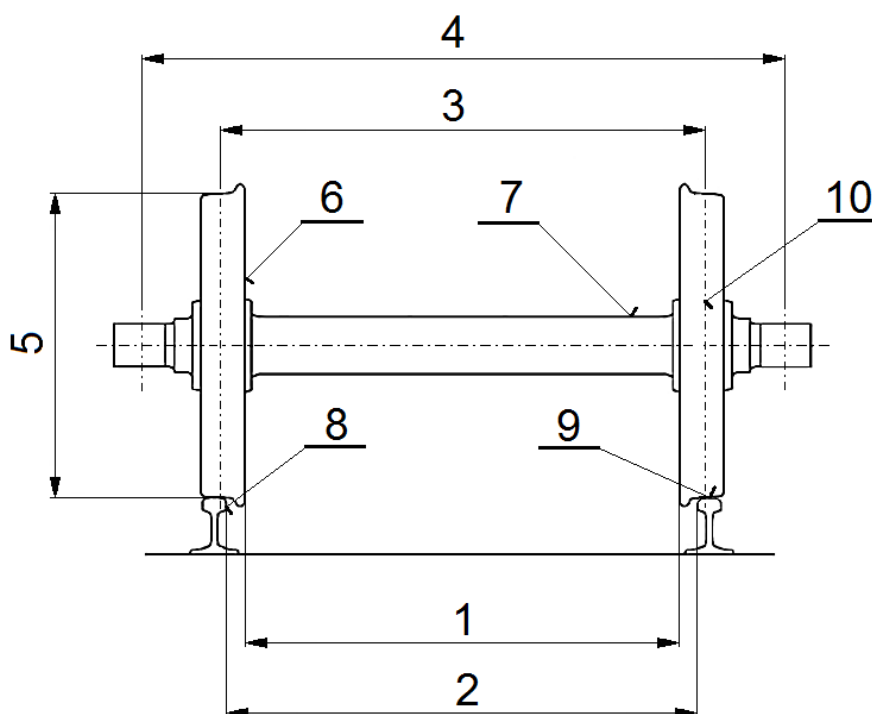
Obrázek 4.1 Dvojkolí [22]

Konstrukční řešení každého dvojkolí závisí na druhu a místě jeho použití. Požadavky na dvojkolí určené pro nákladní lokomotivu budou určitě rozdílné těm, které vyžadují vlakové jednotky určené pro příměstskou nebo regionální dopravu. Jen pro představu hnací dvojkolí dvou sekční nákladní lokomotivy TRAX H80AC, známé jako IORE

s podvozkovým uspořádáním Co'Co', je určené pro hmotnost na nápravu až 30 t. Zatím co dvojkolí jednotek společnosti ŠKODA TRANSPORTATION řady 671 ZSSK určené pro příměstskou dopravu je dimenzováno na hmotnost pouhých 18 t na nápravu [10].

4.1 Hlavní rozměry dvojkolí

Na **obrázku 4.2** si pokusíme vysvětlit některé ze základních měřitelných rozměrů každého dvojkolí. Použité názvosloví odpovídá technické železniční normě TNŽ 28 2100 (Kolejová vozidla. Dvojkolí. Názvosloví) a internímu předpisu společnosti ČD a.s. o opravě dvojkolí železničních kolejových vozidel ČD V 99/1.



Obrázek 4.2 Základní rozměry dvojkolí [26]

Popis k **obrázku 4.2**:

- | | |
|--|----------------------|
| 1 – Rozkolí | 6 – Kolo |
| 2 – Rozchod koleje | 7 – Náprava |
| 3 – Rozchod okolků | 8 – Pojízďená hrana |
| 4 – Vzdálenost středů ložiskových čepů | 9 – Temeno kolejnice |
| 5 – Průměr kola | 10 – Styčná kružnice |

4.1.1 Rozchod koleje

Rozchod koleje je ve své podstatě hlavní parametr, na kterém je dvojkolí provozováno. Jedná se o vzdálenost mezi pojížděnými hranami dvou protilehlých kolejnicových pásů. Místo měření tohoto parametru závisí především na typu kolejnice. U širokopatných hlavových kolejnic se rozchod koleje měří 14 mm pod úrovní roviny dotýkající se temene kolejnic. V případě žlábkových kolejnic tvaru NT je to 9 mm a tvaru NP pouze 4 mm [8].

Rozlišujeme tři základní druhy rozchodů:

- úzký rozchod,
- normální rozchod,
- široký rozchod.

Úzkorozchodné dráhy se nejčastěji budují na místech s nepříznivým terénem nebo na místech s malým zástavbovým prostorem. Vozidla s dvojkolím určeným pro tento druh tratí, jsou schopná projíždět oblouky nižších poloměrů.

Naopak široký rozchod kolejí umožňuje vozům větší stabilitu, provozní rychlost a vozovou kapacitu. Tratě tohoto charakteru jsou hojně užívány na území bývalého sovětského svazu.

Světově nejrozšířenějším rozchodem (až 60 % světových železnic) je rozchod normální, někdy taky označován jako Stephensonův rozchod. Jeho hodnota činí 1425 mm, resp. 4 stopy 8 ½ palce. Tento rozchod je využíván zejména v zemích střední a západní Evropy, severní Ameriky, Austrálii a Číně.

4.1.2 Rozkolí

Rozkolím chápeme vzdálenost mezi vnitřními čely věnců celistvých kol, v případě kol obručových pak věnců jednotlivých obručí. „*Jmenovitá hodnota rozkolí u dvojkolí normálního rozchodu je 1360 mm*“ [8]. Dle normy EN 13260 musí být hodnota rozkolí nezátíženého dvojkolí v toleranci +2 / -0 mm. Ve skutečnosti dochází vlivem tíhy samotného vozu a jeho nákladu k prohýbání náprav, resp. dvojkolí. Z toho důvodu jsou v provozu hodnoty tolerancí o něco vyšší, u okol do průměru 840 mm jsou to +4 / -0 mm a u kol vyšších průměrů pak +6 / -0 mm [8].

Pro měření rozkolí se používá tzv. rozkolka. Měření tohoto parametru provádíme především z důvodu zajištění bezpečného provozu. Změna rozkolí může signalizovat

poškození dvojkolí jakéhokoli charakteru. Ve většině případů se jedná o ohnutí nápravy vlivem nadměrného zatížení vozu nebo zborcení desky celistvého kola vlivem přehřátí věnce při brždění špalíkovou brzdou, či vlivem posunutí kola na nápravě z důvodu špatného sevření lisovaného spoje [10, 19].

4.1.3 Styčná kružnice

Jedná se o teoreticky vytvořený prvek na obvodu jízdního profilu kola. Nachází se v místě, kde dochází k odvalu kola po temeni kolejnice, což je v případě normálního rozkolí 70 mm od svislé roviny ležící na vnitřní čelní ploše věnce, resp. obruče kola. Dalším parametrem dvojkolí je průměr kola, určující se právě podle průměru styčné kružnice. S tímto parametrem souvisí i vzdálenost mezi styčnými kružnicemi, která u normálního rozchodu kolejí nabývá hodnoty 1500 mm [8].

4.1.4 Rozchod okolků

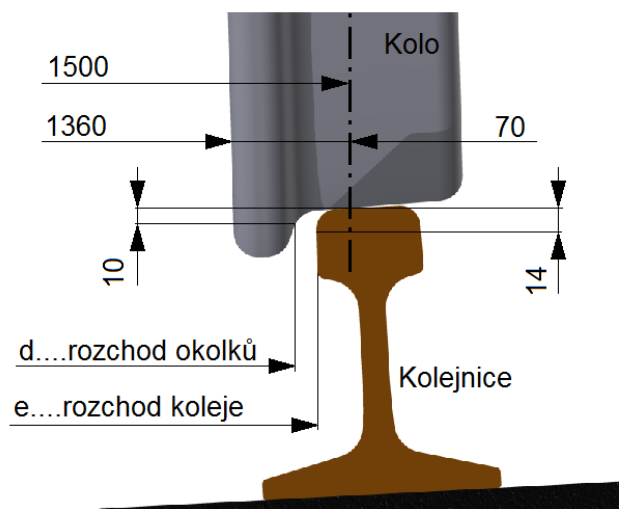
Rozchod okolků je vzdálenost pomyslných kružnic, jejichž poloměr je o 10 mm větší, než poloměr příslušných styčných kružnic, po nichž dochází k odvalování kol po kolejnicových páslech. Nová nebo reprofilovaná kola dvojkolí normálního rozchodu nesmí překročit hodnotu rozchodu okolků 1426 mm. Detailní pohled je na **obrázku 4.3**. Vlivem nejrůznějších otěru a rázových sil vznikajících během provozu dvojkolí dochází k opotřebovávání okolků. Logicky se tak zvětšují i příčné vůle, které dovolují dvojkolí odklonit se od přímočarého pohybu ve směru osy koleje. Míra rozchodu okolků nesmí klesnout pod předem stanovené hodnoty:

- 1410 mm (platí pro dvojkolí, kde ani po maximálním opotřebení neklesne průměr kola pod 840 mm),
- 1415 mm (platí pro dvojkolí, s průměry kol od 330 mm do 840 mm),
- 1418 mm (platí pro dvojkolí se zatížením 22,5 t na nápravu, použitých u dvounápravových nákladních vozů) [8].

Příčné vůle dvojkolí v přímé koleji s normálním rozchodem kolejnicových pásů stanovíme dle vztahu:

$$2\sigma = e - d + 2 = 1435 - 1426 + 2 = \underline{\underline{11\text{mm}}} \quad (1.1)$$

„Přídavek 2 mm znamená opravu, vyplývající ze skutečnosti, že rozchod dvojkolí je měřen na kuželovitých plochách v rovině, ležící cca 4 mm nad úrovní bodů kolejnic, ke kterým se měří rozchod koleje“ [7].



Obrázek 4.3 Příčné vůle v koleji

4.1.5 Vzdálenost středů ložiskových čepů

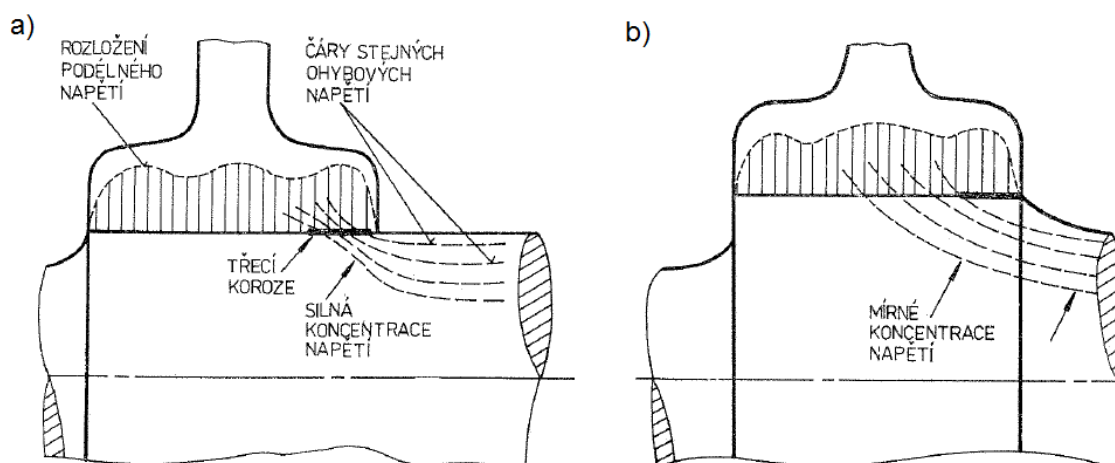
I tato hodnota se odvíjí od rozchodu koleje. V případě vozových dvojkolí normálního rozchodu je vzdálenost středů ložiskových čepů 2000 mm. U trakčních vozidel nebo lehkých připojovacích vozů se může tato hodnota o něco málo lišit. Nicméně toto místo je možné označit, jako působíště svislého zatížení dvojkolí [7].

4.2 Lisování železničních kol na nápravu

Procesem lisování železničních kol na nápravu chápeme vytvoření těžce rozebíratelného, tlakového spojení mezi oběma jmenovanými částmi, bez použití jakýchkoli spojovacích součástí. Podstatou tlakových spojů je tření vznikající ve stykové ploše spojovaných dílů. Princip lisování tkví na jistém pozitivním diametrálním přesahu hřídele vzhledem k otvoru díry. Vztaženo na dvojkolí: při lisování kola na nápravu tak dochází k nepatrnému stlačování sedla nápravy (hřídele) a roztahování náboje kola (díry), což vyvolává ve styčných plochách radiální napětí – vzniká lisovaný spoj. Ten musí svou únosností být schopný odolávat různým druhům zatěžujících momentů vzniklým např. při brzdění a rozjíždění soupravy, ale i horizontálními silami vznikajícími při průjezdu vozidla obloukem. Únosnost lisovaného spoje lze ovlivnit změnou velikosti již zmiňovaného

přesahu, popř. změnou koeficientu smykového tření (součinitele adheze). Uvědomme si, že stejným způsobem jsou na nápravě zajištěny i ostatní části pohonu jako brzdové kotouče, ozubená kola ložiska tlakových motorů aj.

„V praxi je nejčastěji navrhovaný lisovaný spoj se zvýšeným sedlem náboje a pozvolným přechodem zvýšeného sedla do válcového dřívku. Dochází k značnému poklesu koncentrace napětí, zejména od ohybových a krutových namáhání hřídele“ [12].



Obrázek 4.4 Snížení koncentrace napětí lisovaného spoje úpravou sedla náboje [12]

a – hladký hřídel, b – zvýšené sedlo

Montáž dvojkolí lze zajistit třemi způsoby:

- nalisováním kol na nápravu s přesahem za studena,
- nasazením kol na nápravu s přesahem za tepla,
- lepením kol na nápravu s přesahem [8].

4.2.1 Nalisování kol na nápravu s přesahem za studena

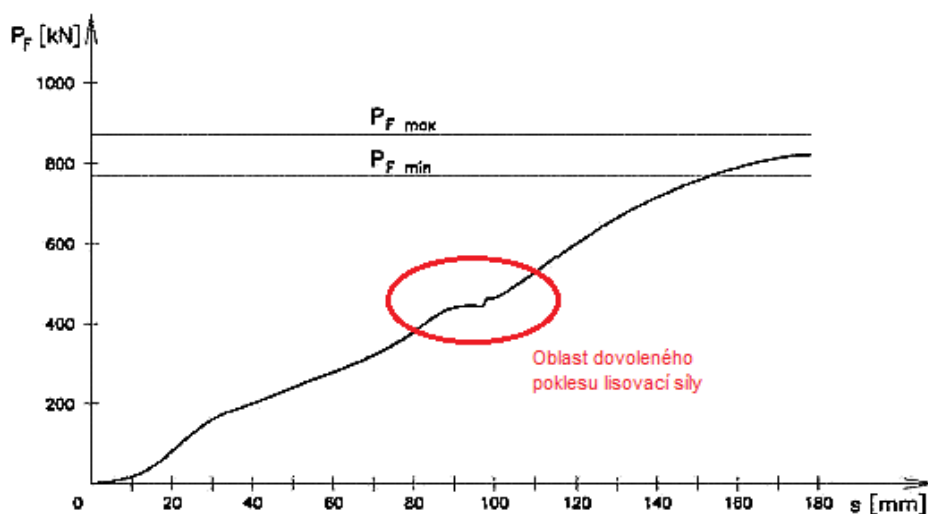
Jde o dnes nejpoužívanější způsob spojení železničního kola s nápravou, prováděný na speciálních hydraulických lisech, viz **kapitola 5**. Ty nám díky své obrovské síle umožňují pomalé, ale zároveň plynulé nasazení náboje na hřídel za předpokladu, že největší rozměr díry náboje je menší, než nejmenší rozměr sedla nápravy. Všechny záležitosti potřebné pro správný návrh spojení (volba tolerančního pole díry i hřídele, potřebná lisovací síla, předepsaná drsnost stykových ploch, volba vhodného maziva aj.) jsou předmětem odpovědného konstruktéra nebo řady příslušných technických norem. Vzhledem k technologii výroby jsme nuceni volit co nejmenší přesahy (uvádí se rozmezí 0,008-0,015

násobku průměru sedla), aby vlivem lisování nedošlo k poškození obou spojovaných součástí tzv. zadřením.

Tento způsob kompletace železničního dvojkolí se samozřejmě neobejde bez mazání. Velmi oblíbeným mazivem je v poslední době disulfid molybdenu MoS_2 , především díky jeho pozitivnímu vlivu na třecí korozi tzv. frettingu. Dalšími typy maziv jsou rostlinné oleje (lněný a řepkový), lůj či směsi loje a rostlinných olejů a to v různých poměrech.

Výrazný vliv na průběh lisování a konečnou lisovací sílu má rychlost. V případě podélných spojů se rychlost lisování pohybuje v intervalu $0,5\text{--}5\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Za nejvhodnější uvažujeme rychlost kolem $2\text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$, kdy nedochází k drhavému, skákavému pohybu (stick slip efektu hydromotoru) a ani pokles součinitele tření není tak výrazný [10].

Příklad lisovacího diagramu je uveden na **obrázku 4.5**. Lisovací síla by měla v každém případě pozvolna a plynule narůstat. Zastavit by se měla v intervalu $P_{F\text{ MIN}}$ až $P_{F\text{ MAX}}$. Dovolенý krátkodobý pokles lisovací síly způsobuje okamžik náběhu rozváděcí drážky kola na sedlo nápravy. Řadu přípustných a nepřípustných průběhů křivek lisovacích diagramů stanovuje vyhláška UIC 813 nebo interní vyhláška ČD V 99/1.



Obrázek 4.5 Lisovací diagram [8]

4.2.2 Nasazení kol na nápravu s přesahem za tepla

Ze všech tří výše uvedených způsobů je nasazení kol na nápravu za tepla historicky první používanou technologií určenou pro tuto aplikaci. Princip této metody je velmi jednoduchý. Železniční kolo se zahřeje na požadovanou teplotu. Vlivem tepelné roztažnosti (dilatace), každého materiálu dojde k jeho roztažení, čili eliminaci potřebného

přesahu, což umožňuje snadné nasazení kola (s vůlí) na sedlo nápravy. Nasazení takto ohřátého dílu na sedlo nápravy probíhá za pomoci vhodných nástrojů a polohovadel bez použití jakéhokoli maziva. Po zchlazení dojde zpět ke smrštění materiálu, tedy k vytvoření pevného spojení – lisovaného spoje. Výhodou této metody je, možnost volby větších přesahů, potřebných k přenášení vysokých krouticích momentů a osových sil, bez rizika zadření stykových ploch. Podmínkou je rovnoměrný a pozvolný ohřev v horkovzdušných elektrických či plynových pecích tak, aby nedošlo ke změně geometrického tvaru díry. Teplota ohřevu se pohybuje přibližně kolem 250 °C. Vyšší teploty by mohly způsobit změnu struktury a samotných vlastností materiálu lisovaného dílu. I přes řadu výhod se od této metody upouští a to zejména kvůli její časové a energetické náročnosti. Nutno podotknout, že tento způsob montáže je přípustný pouze pro kola celistvá.

4.2.3 Lepení kol na nápravu s přesahem

Jak už z názvu vyplývá, tato technologie využívá ke vzniku lisovaného – lepeného spoje vhodných lepidel, přesněji využívá dostatečnou smykovou pevnost v tahu těchto látek. Obecný princip je, že na sedlo nápravy se nanese souvislá a rovnoměrná vrstva lepidla, na kterou se poté nasune ohřátý díl (teplota dílu je mnohem nižší, než v případě kol nasazovaných s přesahem za tepla) a nechá se zatuhnout. Vytlačená vrstva lepidla se bezprostředně po usazení kola musí setřít a důkladně očistit, hrozí totiž vznik rušivých míst při ultrazvukové zkoušce lisovaných spojů. Jako příklad můžeme uvést dvojkolí lokomotivy Taurus s nápravovým zatížením 21,5 t a s maximální dosahovanou rychlostí 230 km·hod⁻¹, které je vyrobeno právě touto technologií. Lokomotiva typu ES64U2 společnosti Siemens, přezdívaná Taurus, je k nahlédnutí na **obrázku 4.6**.



Obrázek 4.6 Lokomotiva ES64U2 (Taurus) společnosti Siemens [27]

V praxi se používají dva typy lepidel vhodných pro tuto aplikaci:

- lepidla dvousložková na bázi pryskyřice,
- lepidla anaerobní, na bázi metylakrylátu.

„Oba způsoby byly vyhodnoceny jako vyhovující a bezpečné v provozu. Při statickém zatížení spoje vydržely běžně 7 až 8násobek průměru sedla nápravy během zkoušky protitlakem“ [10]. Hlavní nevýhodou pryskyřičných lepidel je, že jejich použitím zcela omezíme funkčnost Brattova injekčního otvoru, potřebného pro snadnou demontáž lisovaného spoje. V tomto případě se musí železniční kola před zahájením demontáže opět nahřát.

U obou zmíněných technologií, jak u nasazování kol s přesahem za tepla, tak u lepení kol na nápravu, se po uplynutí 48 hodin provádí zkouška protitlakem, kdy se na kolo tlačí v opačném směru, po určitou dobu a nesmí dojít k jeho posunutí [13].

4.3 Rozlisování železničního dvojkolí

Hlavním cílem při demontáži opotřebovaných kol je v žádném případě nepoškodit vlivem zadření, dále provozuschopnou železniční nápravu. Problém se týká nejenom kol, ale všech nalisovaných částí na nápravě. Jednou z možností, jak předcházet tomuto jevu, je již dříve zmiňované molybdenování sedel náprav. Avšak nejrozšířenější metodou je rozlisování za pomoci tlakové kapaliny.

Nízkoviskózní kapalina se pod vysokým tlakem (až 300 MPa) přivádí skrze Brattův injekční otvor mezi sedlo nápravy a náboj nalisovaného dílce, čímž dojde vlivem mazacího účinku ke snížení odporu proti rozlisování a jeho snazší demontáži. *„Rovnoměrné dodávce demontážního oleje napomáhá rozváděcí kanálek“* [10]. Brattův injekční otvor je dobře viditelný na **obrázku 2.8**.

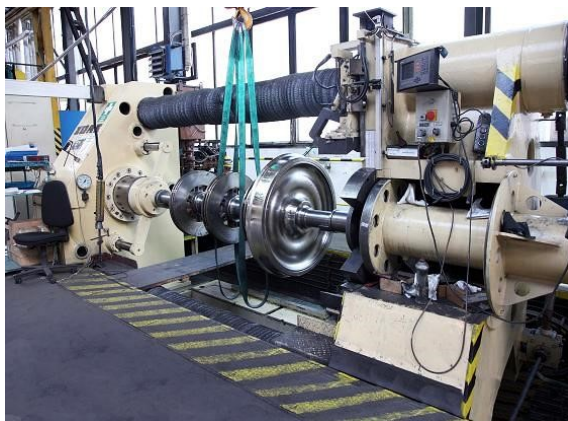
5 Hydraulický lis CDR 500

V této kapitole se pokusím blíže představit lisovní zařízení CDR 500, na jehož kompletní rekonstrukci bylo firmou BONATRANS GROUP a.s. se sídlem v Bohumíně, vypsáno výběrové řízení.

5.1 Zařazení lisu

Lisy obchodního označení CDR a CDRA jsou zařízení vyráběná tuzemskou akciovou společností ŽĐAS, vhodná pro výrobní a opravárenské provozy kolejových vozidel. Jedná se o speciální hydraulické lisy určené pro nalisování a slisování železničního dvojkolí za studena. Při práci na lisu CDR je nutné pro správné vymezení vzájemné pozice obou lisovaných součástí použití tzv. vodících pouzder. V případě lisu CDRA můžeme říct, že jde o modernizovanější verzi umožňující metodu lisování, bez použití těchto pouzder. Celá metoda je tak časově mnohem úspornější, jelikož před zahájením samotného lisovacího procesu je kolo vzhledem k nápravě vystředěno automaticky. Konstrukce lisu CDRA navíc umožňuje i lisování součástí umístěných mezi koly nebo součástí předem osazených jinými částmi pohonu. Oba zařízení jsou vyobrazena na **obrázku 5.1** a **obrázku 5.2**.

Nedílnou součástí těchto strojů je i tzv. zapisovač, poskytující informace o průběhu lisovací síly. Protokol o proběhlém lisovacím procesu je vždy nutné vytisknout a archivovat po dobu trvání záruční lhůty lisovaného spoje.



Obrázek 5.1 Hydraulický lis CDRA 500 [28]



Obrázek 5.2 Hydraulický lis CDR 500 [29]

Společnost ŽĐAS rozhodně není jediným výrobcem podobných zařízení. Jako další světové dodavatele můžeme uvést firmy jako SIMMONS, MAE, BBM, DUNKES nebo SAVAGE.

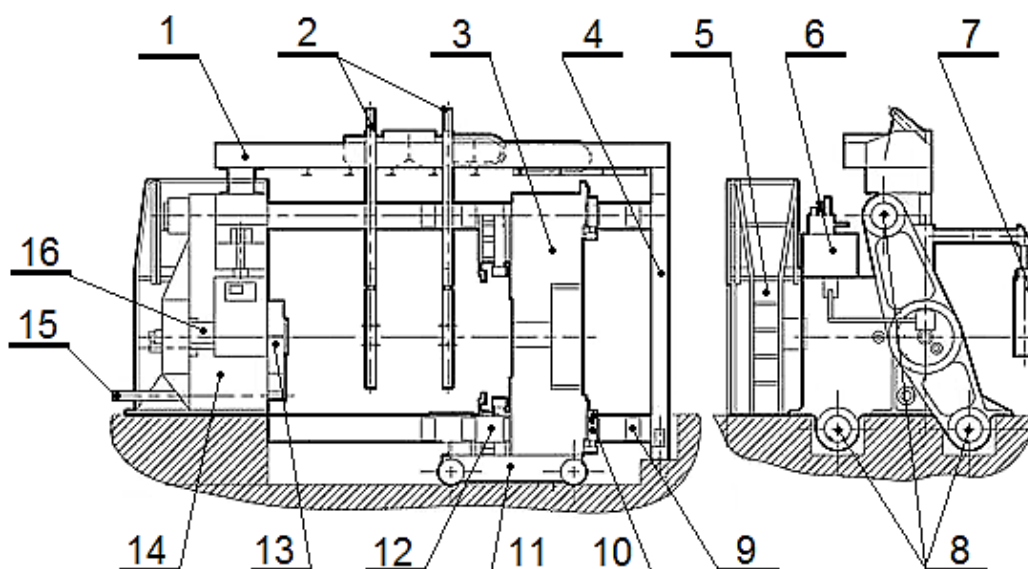
Konkrétně firma BONATRANS GROUP a.s. vlastní nejenom obě dříve jmenovaná zařízení, ale také hydraulický lis od společnosti JOHN – SHAW, využívající stejnou technologii lisování jako lis CDRA. Stroj je navíc vybaven zásobníkem obou lisovaných částí.

5.2 Použití stroje

Primární funkcí již zmíněného zařízení je montáž dvojkolí určeného pro lokomotivy a železniční vozy, či zkoušení jejich nalisovaných spojů slisem. Avšak za použití vhodných přípravků je možné provádět i lisování jiných výrobků, např. pouzder do válců apod.

5.3 Konstrukce zařízení

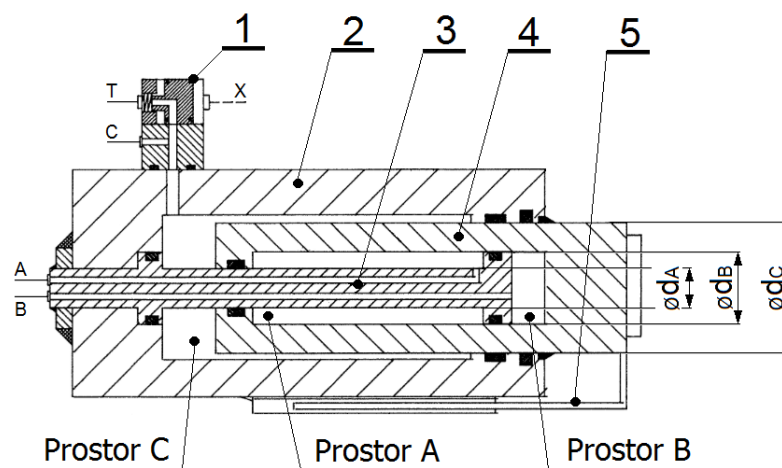
Hlavní pracovní částí horizontálního lisu CDR je lisovní válec (16). Ten je zde v netradičním provedení jako pevná traverza (14) se třemi trojúhelníkově rozmístěnými otvory pro sloupy (8). Ty zamezují přičení lisu při excentrickém působení síly, což zaručuje kolmost mezi lisovaným kolem a nápravou. Lisovní válec je dále vybaven plnicím ventilem a diferenciálním plunžrem. Obě tyto části umožňují zrychlený pohyb lisovního plunžru (13) při konání přibližovacího pohybu. Lisovní plunžr je pak mechanicky spojen s vodícím čepem (15) a snímačem polohy. Dále je pevná traverza vybavena ovládacím panelem (7) a skříní (5), v níž jsou umístěny ovládací a pojišťovací prvky elektrohydraulického pohonu lisu. Z důvodu šetření zástavbového prostoru a zvolené technologie pohonu je nad skříní umístěn i samotný hydraulický agregát s olejovou nádrží (6). Mezi pevnou a zadní traverzou (4) se pohybuje tzv. traverza opěrná (3). Ta je přišroubována k zvláštnímu pojezdovému rámu (11), který je vybavený mechanickým pohonem. Celý systém se pohybuje po dvou v základně zabetonovaných nosnících. Součástí opěrné traverzy je i jednoduchý hydraulický agregát aretačního zařízení (12), který je tvořen třemi hydraulicky ovládanými aretačními klíny (10) zasouvajícími se do vyfrézovaných zářezů (9) v nosných sloupech. Tím zachycují sílu, kterou lisovní plunžr působí na opěrnou traverzu. Pro snazší manipulaci s lisovanými předměty je zařízení vybaveno dvěma závěsy (2) pojížděcími po vrchním rámu (1) stroje. Odkazová čísla jsou svázána s **obrázkem 5.3**.



Obrázek 5.3 Konstrukce lisu CDR 500 [29]

5.3.1 Lisovní válec

Konstrukce lisovního válce je poněkud odlišná od klasických válců, na které jsme v hydraulice zvyklí. Pro snazší pochopení principu jeho činnosti poslouží **obrázek 5.4**.



Obrázek 5.4 Schéma lisovního válce lisu CDR 500 [16]

Popis k **obrázku 5.4**:

1 – Plnicí ventil

4 – Lisovní plunžr

2 – Těleso lisovního válce

5 – Snímač polohy

3 – Diferenciální plunžr

Těleso lisovního válce tvoří pevná traverza vyrobená z lité oceli. V něm se v bronzových pouzdrech, utěsněný těsníci manžetami, pohybuje lisovní plunžr. Z dřívějšíka víme, že lisovací rychlost se nejčastěji pohybuje v intervalu $0,5$ až $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ a při takto nízkých rychlostech by proces předjíždění válce, k lisované součásti na větší vzdálenosti, mohl trvat příliš dlouho. Proto se do vrtání lisovního plunžru umísťuje tzv. diferenciální plunžr, který ovládá jeho předjíždění a zpětný chod.

Při předjíždění válce tak musíme kanál **B** propojit se zdrojem tlaku **P**, kanál **A** s nádrží **T** a zároveň zajistit, aby si plunžr mohl samovolně přisávat kapalinu, skrz plnicí ventil z nádrže označenou kanálem **T**. Na plnicí ventil v tuto chvíli nepřichází žádný tlakový signál **X**.

V případě zasouvání plunžru postupujeme stejně jako při jeho předjíždění s tím rozdílem, že prohodíme propojení kanálů **A** a kanálu **B**. Takže kanál **A** je propojen se zdrojem tlaku **P** a kanál **B** je propojen s nádrží **T**.

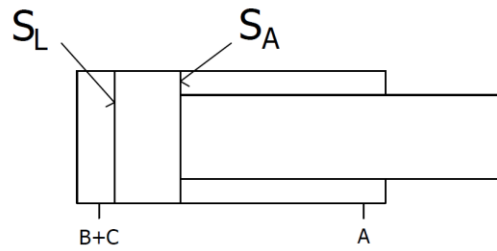
Aby se válec pohyboval lisovací rychlostí, musíme na plnicí ventil přivést tlakový signál **X**, který přeruší propojení prostoru pod lisovním plunžrem s nádrží. Tím zamezíme, aby tlakový olej dodávaný hydrogenerátorem kanálem **C** protékal skrz kanál **T** zpět do nádrže. Propojením tlakové větve **B** a **C** dojde k opětovnému rozpohybování plunžru, avšak nyní už lisovací rychlostí.

Hodnoty hlavních rozměrových parametrů válce lisu CDR 500 zakótovaných na **obrázku 5.4** jsou uvedeny v **tabulce 5.1**.

Tabulka 5.1 Základní rozměrové parametry lisovního válce

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Malý průměr diferenciálního plunžru	d_A	120	mm
Vnitřní průměr lisovacího plunžru	d_B	140	mm
Vnější průměr lisovacího plunžru	d_C	450	mm
Maximální zdvih plunžru	L	750	mm

Pro další řešení nám dostatečně postačí vycházet z jistého zjednodušení, kde si lisovní válec **obrázek 5.4** můžeme představit jako klasický diferenciální válec vyobrazený na **obrázku 5.5**, ovšem za předpokladu splnění geometrické podobnosti.



Obrázek 5.5 Zjednodušená představa lisovního válce

Jak již bylo zmíněno, proto, aby se lisovní plunžr pohyboval vpřed lisovací rychlostí, je nutné přivádět hydraulickou kapalinu z hydrogenerátoru kanálem **B** a kanálem **C** do obou oddělených prostorů současně. Z tohoto důvodu je lisovací plocha pístu S_L součtem plochy mezikruží a plné kruhové plochy prostorů **B** a **C**.

$$\begin{aligned}
 S_L &= S_B + S_C \\
 S_L &= \left(\frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_A^2)}{4} \right) \\
 S_L &= \left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,12^2)}{4} \right) \\
 S_L &= \underline{\underline{0,163 \text{ m}^2}}
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Plocha S_A ve skutečnosti odpovídá ploše mezikruží, jejíž hranici tvoří malý průměr diferenciálního plunžru a vnitřní průměr lisovního plunžru, viz **obrázek 5.4**.

$$\begin{aligned}
 S_A &= \frac{\pi \cdot (d_B^2 - d_A^2)}{4} \\
 S_A &= \frac{\pi \cdot (0,14^2 - 0,12^2)}{4} \\
 S_A &= \underline{\underline{0,004 \text{ m}^2}}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Poměr ploch hydraulického válce pak určíme z jednoduchého vztahu:

$$i = \frac{S_L}{S_A} = \frac{0,163}{0,004} = 39,942 \approx \underline{\underline{40}} \tag{5.3}$$

6 Technické parametry elektrohydraulického pohonu

Důvodem plánované rekonstrukce lisu CDR 500 je především modernizace kompletně celého řídicího systému stroje, avšak výrazným důvodem jsou i čím dál častější stížnosti obsluhy na průběh lisovacího procesu. Při nižších lisovacích rychlostech se lis negativně projevuje drhavě skákavým pohybem, tzv. stick – slip efektem, hovorově označovaným jako “bubnování,,.

Navrhovaným řešením je tedy demontáž lisovního válce a následná analýza jeho stavu. Přetěsnění celé soustavy je samozřejmostí, v úvahu připadá i výměna bronzových pouzder, ve kterých se lisovní plunžr pohybuje. Na základě rozsahu poškození povrchových ploch součástí se rozhodne i o tom, zda budou muset být provedeny některé z dokončovacích operací obrábění např. honování.

Objednavatel vyžaduje výměnu veškerých hydraulických prvků, popřípadě kompletní změnu koncepčního řešení pohonu lisu. Zároveň musí být celý systém navržen tak, aby vyhovoval základním předepsaným požadavkům objednavatele uvedeným v **tabulce 6.1**.

Tabulka 6.1 Základní technické parametry stroje

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Maximální tlak kapaliny	Δp_K	315	bar
Maximální lisovací rychlost plunžru	$v_{L\ MAX}$	3	mm·s ⁻¹
Minimální lisovací rychlost plunžru	$v_{L\ MIN}$	0,5	mm·s ⁻¹
Předjížděcí rychlost plunžru	v_P	13	mm·s ⁻¹

7 Návrh elektrohydraulického pohonu lisu

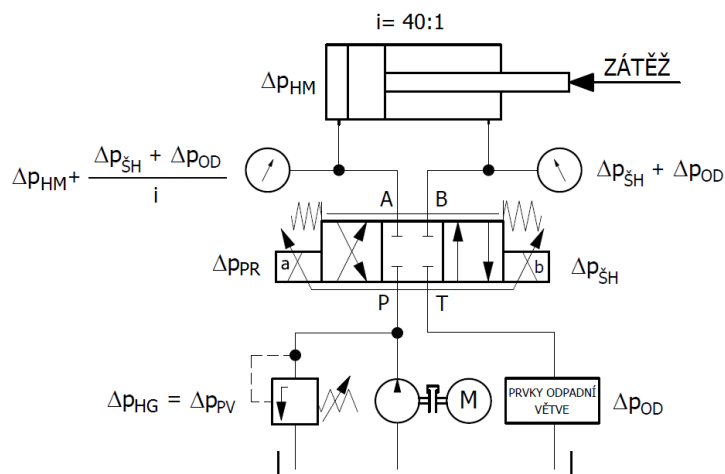
7.1 Volba koncepčního řešení pohonu lisu

Výběr vhodného koncepčního řešení je možné označit za jednu ze stěžních částí projekční činnosti, od které se odvíjí následná spolehlivost, životnost a kvalita, ale i cena daného zařízení.

Úkolem projektanta je navrhnout elektrohydraulický pohon tak, aby splňoval veškeré požadované funkce stroje. V našem případě se jedná o pohon lisu pro lisování železničního dvojkolí a zkoušení lisovaných spojů slisem. Z toho vyplývá, že pohon musí být schopný plynulého rozběhu a zastavení lisovního plunžru, udržení jeho konstantní rychlosti nezávisle na změně zatížení, či udržení konstantního tlaku na hydromotoru. Jinými slovy pohon musí být schopen polohové i tlakové regulace.

7.1.1 Varianta 1

Na **obrázku 7.1** můžeme vidět první koncepční řešení pohonu, tvořené konstantním hydrogenerátorem, přímo řízeným přepouštěcím ventilem, proporcionálním rozváděčem a lineárním hydromotorem.



Obrázek 7.1 Hydraulický obvod s proporcionálním rozváděčem a větvením průtoku

Pro následnou volbu potřebného průtoku hydrogenerátoru je nutné stanovit potřebné množství kapaliny za jednotku času přiváděné do hydromotoru ve všech třech pracovních režimech stroje (předjíždění, lisování, zpětný chod).

Režim předjíždění

V požadavcích zadavatele je předepsána předjížděcí rychlost plunžru $v_P = 13 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Potřebný průtok do hydromotoru stanovíme známou rovnicí kontinuity aplikovanou v rovnici (7.1).

$$\begin{aligned}
 Q_{HM\ P} &= S_B \cdot v_P \\
 Q_{HM\ P} &= \left(\frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \right) \cdot v_P \\
 Q_{HM\ P} &= \left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \right) \cdot \frac{13}{1000} \\
 Q_{HM\ P} &= 2,001 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{12,007 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

Režim lisování

Při procesu lisování je zapotřebí ověřit obě krajní hodnoty intervalu lisovacích rychlostí uvedené v **tabulce 6.1**. Pro určení minimálního objemového průtoku hydromotoru počítáme s minimální lisovací rychlostí $v_{L\ MIN} = 0,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\begin{aligned}
 Q_{HM\ L\ MIN} &= S_L \cdot v_{L\ MIN} \\
 Q_{HM\ L\ MIN} &= \left[\left(\frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_A^2)}{4} \right) \right] \cdot v_{L\ MIN} \\
 Q_{HM\ L\ MIN} &= \left[\left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,12^2)}{4} \right) \right] \cdot \frac{0,5}{1000} \\
 Q_{HM\ L\ MIN} &= 8,155 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{4,893 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.2}$$

Analogicky postupujeme při určování maximálního objemového průtoku, ovšem nyní je nutné vycházet z maximální lisovací rychlosti plunžru $v_{L\ MAX} = 3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\begin{aligned}
 Q_{HM\ L\ MAX} &= S_L \cdot v_{L\ MAX} \\
 Q_{HM\ L\ MAX} &= \left[\left(\frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_A^2)}{4} \right) \right] \cdot v_{L\ MAX} \\
 Q_{HM\ L\ MAX} &= \left[\left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \right) + \left(\frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,12^2)}{4} \right) \right] \cdot \frac{3}{1000} \\
 Q_{HM\ L\ MAX} &= 4,893 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{29,358 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.3}$$

Režim zpětného chodu

Všimněme si, že v tabulce základních technických parametru **tabulka 6.1** není předepsána zpětná rychlost plunžru, proto volíme její hodnotu $v_Z = 55 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$\begin{aligned}
 Q_{HMZ} &= S_A \cdot v_Z \\
 Q_{HMZ} &= \frac{\pi \cdot (d_B^2 - d_A^2)}{4} \cdot v_Z \\
 Q_{HMZ} &= \frac{\pi \cdot (0,14^2 - 0,12^2)}{4} \cdot \frac{55}{1000} \\
 Q_{HMZ} &= 2,246 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{13,477 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.4}$$

Podrobným výběrem vhodného hydrogenerátoru se v této části práce není nutné zabírat. Postačí, když na základě maximální hodnoty výše získaných výsledku zvolíme mírně naddimenzovanou hodnotu průtoku hydrogenerátoru Q_{HG} a to tak, aby splňovala podmínku (7.5).

$$Q_{HM \text{ MAX}} < Q_{HG} \tag{7.5}$$

Konstantní hydrogenerátor tedy dodává do systému stále stejné množství hydraulického oleje, podmíněno vztahem (7.5). Přebytké množství kapaliny se však musí v některém místě obvodu ztrácet. Jediným možným místem za předpokladu bezporuchového provozu je skrze přepouštěcí ventil nastavený na pojistný tlak Δp_{PV} . Hovoříme tedy o tzv. zdroji konstantního tlaku na vstupu do proporcionálního rozváděče. Na výstupu z něj je však tlak funkcí zátěže, o čemž vypovídá i následující vztah pro výpočet tlakového spádu na hydromotoru.

$$\Delta p_{HM} = \frac{F}{S_L} \tag{7.6}$$

Pokud je tedy na začátku lisovacího procesu minimální zatěžující síla viz **obrázek 4.5**, je minimální i tlakový spád na hydromotoru. Proporcionální rozváděč, který si lze představit jako škrťací orgán schopný spojitě změny průtočného průřezu, a tím i objemového průtoku, je tak posledním místem, kde musí docházet v tuto chvíli k obrovskému tlakovému spádu, což má negativní vliv na citlivost a přesnost řízení rychlosti vysouvání lisovního plunžru. Poměr mezi tlakovými spády na hydromotoru a na

proporcionálním rozváděči se v průběhu lisovacího procesu mění, proto uvedeme pouze obecný vztah pro jeho výpočet.

$$\Delta p_{PR} = \Delta p_{PV} - \left[\Delta p_{HM} + \left(\frac{\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD}}{i} \right) \right] \quad (7.7)$$

Pouhou modifikací vztahu (7.6) lze určit i maximální teoretickou lisovací sílu stroje. Teoretickou, protože ve výpočtu neuvažujeme s tlakovými a jinými hydraulickými ztrátami, ke kterým ve skutečném hydraulickém obvodu nevyhnutelně dochází. Skutečná lisovací síla je tedy vždy o něco málo menší.

$$F_T = \Delta p_{PV} \cdot S_L \quad (7.8)$$

Po provedení sérií výpočtů v tabulkovém softwaru MS Excel je možné konstatovat, že v hydraulických systémech tohoto typu dochází k poměrně velkým energetickým ztrátám, spojujících se se špatnou celkovou účinností obvodu (maximální teoretická hodnota účinnosti systému $\eta_{MAX} = 0,38$) [14]. Zejména při nižších lisovacích rychlostech dochází k velkému nárůstu ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu, který nejsme schopni pomocí konstantního hydrogenerátoru žádným způsobem regulovat. S nízkou účinností se setkáváme i v oblasti nízkých zatížení, kde dochází ke značnému maření výkonu na proporcionálním rozváděči, vlivem obrovského tlakového spádu. Celkovou účinnost obvodu v daném okamžiku lze určit vztahem (7.9).

$$\eta = \frac{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM}}{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{PV} \cdot (Q_{HG} - Q_{HM}) + \Delta p_{PR} \cdot Q_{HM} + \frac{(\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD})}{i} \cdot Q_{HM}} \quad (7.9)$$

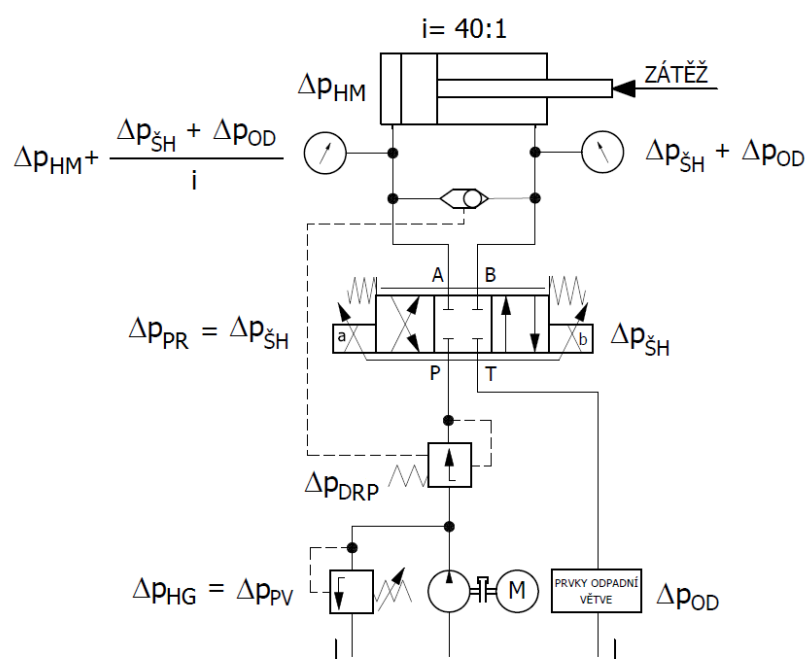
Jediným řešením pro zvýšení účinnosti je správné nastavení pojistného tlaku systému. Pokud víme, že zařízení je převážně používáno pro lisování železničních kol na nápravu, kde se maximální lisovací síla pohybuje okolo hodnoty $F = 1200$ kN, což je zatížení odpovídající tlaku $\Delta p_{HM} = 74$ bar, je zcela zbytečné mít nastavený přepouštěcí ventil na hodnotu tlaku např. $\Delta p_{PV} = 320$ bar. Snížením pojistného tlaku na hodnotu $\Delta p_{PV} = 120$ bar výrazným způsobem snížíme ztrátový výkon na proporcionálním rozváděči a tím tak zvýšíme celkovou účinnost obvodu.

7.1.2 Varianta 2

Snahou, při řešení otázky schopnosti řízení rychlosti vysouvání lisovního plunžru, je zajistit konstantní tlakový spád na vstupní škrťací hraně proporcionálního rozváděče.

$$\Delta p_{PR} = \Delta p_{\check{s}H} \quad (7.10)$$

Do obvodu je proto potřeba zařadit takový hydraulický prvek, který je schopen kompenzovat kolísání tlaku vlivem změny zatížení hydromotoru [15]. Jistým řešením je umístění dvoucestné tlakové váhy před škrtící místo ve směru průtoku pracovního média, viz **obrázek 7.2**.



Obrázek 7.2 Hydraulický obvod s dvojcestnou tlakovou váhou na vstupu do proporcionálního rozváděče

Tlakový spád na dvoucestné tlakové váze pak stanovíme z rovnice (7.11).

$$\Delta p_{DRP} = \Delta p_{PV} - \left[\Delta p_{PR} + \Delta p_{HM} + \left(\frac{\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD}}{i} \right) \right] \quad (7.11)$$

Celková účinnost je velmi podobná jako v případě varianty 1. Opět se jedná o hydraulický obvod s větvením průtoku přes přepouštěcí ventil, s tím rozdílem, že nyní nedochází k primárnímu škrcení na hraně šoupátka proporcionálního rozváděče, ale na hraně šoupátka dvoucestné tlakové váhy.

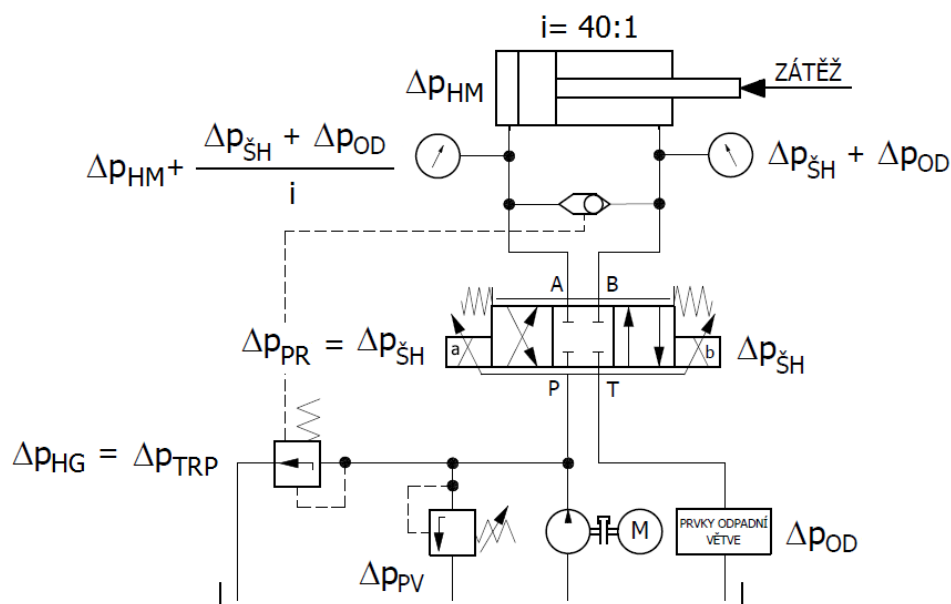
$$\eta = \frac{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM}}{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{PV} \cdot Q_{PV} + \Delta p_{DRP} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{PR} \cdot Q_{HM} + \frac{(\Delta p_{\dot{S}H} + \Delta p_{OD})}{i} \cdot Q_{HM}} \quad (7.12)$$

Průtok přes přepouštěcí ventil Q_{PV} lze určit vztahem:

$$\mathcal{O}_{PV} = \mathcal{O}_{HG} - \mathcal{O}_{HM} \quad (7.13)$$

7.1.3 Varianta 3

Výrazné zvýšení celkové účinnosti systému lze zaznamenat v případě hydraulického obvodu **obrázek 7.3**, kde si můžeme všimnout paralelně připojené trojcestné tlakové váhy.



Obrázek 7.3 Hydraulický obvod s trojcestnou tlakovou váhou na vstupu do proporcionálního rozváděče

Na rozdíl od obvodu s dvoucestnou tlakovou váhou **obrázek 7.2**, kde hydrogenerátor trvale udržuje maximální tlak nastavený na přepouštěcím ventilu $\Delta p_{HG} = \Delta p_{PV}$, je v obvodech s třícestnou tlakovou váhou tlak hydrogenerátoru v porovnání s tlakem ve spotřebiči vyšší pouze o tlakový spád na škrtkové cloně proporcionálního rozváděče, na niž je opět udržován konstantní tlakový spád, čímž i průtok nezávisle na změně zatížení [15].

$$\Delta p_{TRP} = \Delta p_{HG} = \Delta p_{HM} + \Delta p_{PR} + \left(\frac{\Delta p_{\dot{S}H} + \Delta p_{OD}}{i} \right) \quad (7.14)$$

Výrazné navýšení celkové účinnosti systému až na hodnotu $\eta_{MAX} = 0,89$, je způsobeno eliminací ztrátového výkonu na přepouštěcím ventilu. Tato hodnota však platí pouze v případě, je-li potřebný průtok do hydromotoru podobný průtoku dodávaného do systému výhradně konstantním hydrogenerátorem. V případě zvolení nižších lisovacích rychlostí hodnota účinnosti strmě klesá. To je jeden z důvodů, proč jsou třicestné tlakové váhy používány jen zřídka [15].

$$\eta = \frac{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM}}{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{TRP} \cdot (Q_{HG} - Q_{HM}) + \Delta p_{PR} \cdot Q_{HM} + \frac{(\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD})}{i} \cdot Q_{HM}} \quad (7.15)$$

7.1.4 Varianta 4

Potřeba regulace dodávaného množství pracovního média do systému je patrná již ze získaných výsledků rovnic (7.1), (7.2), (7.3) a (7.4). Použitím regulačního hydrogenerátoru v obvodu zcela odstraníme závislost účinnosti na zvolené lisovací rychlosti. Jinak řečeno hydrogenerátor změnou geometrického objemu (naklápěním desky) dodává pouze takové množství kapaliny, jaké systém momentálně vyžaduje. Nedochozí tedy k větvení průtoku.

$$Q_{HG} = Q_{HM} \quad (7.16)$$

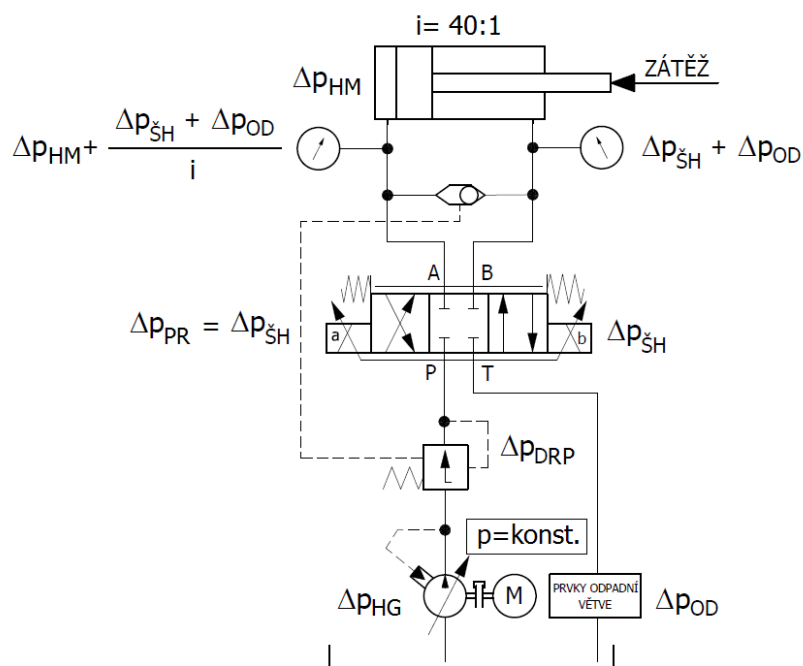
Pro stanovení tlakového spádu na dvojcestné tlakové váze použijeme vztah (7.17).

$$\Delta p_{DRP} = \Delta p_{HG} - \left[\Delta p_{PR} + \Delta p_{HM} + \left(\frac{\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD}}{i} \right) \right] \quad (7.17)$$

K výrazné přeměně tlakové energie na energii tepelnou dochází pouze na škrťací hraně dvoucestné tlakové váhy, proto lze dosáhnout teoreticky vyšší účinnosti, než ve variantě 2 a to až $\eta_{MAX} = 0,67$. Účinnost systému je dána rovnicí (7.18).

$$\eta = \frac{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM}}{\Delta p_{HM} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{DRP} \cdot Q_{HM} + \Delta p_{PR} \cdot Q_{HM} + \frac{(\Delta p_{SH} + \Delta p_{OD})}{i} \cdot Q_{HM}} \quad (7.18)$$

Příklad hydraulického obvodu s regulačním hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak a dvoucestnou tlakovou váhou zapojenou na vstupu do proporcionálního rozváděče je na **obrázku 7.4**.



Obrázek 7.4 Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

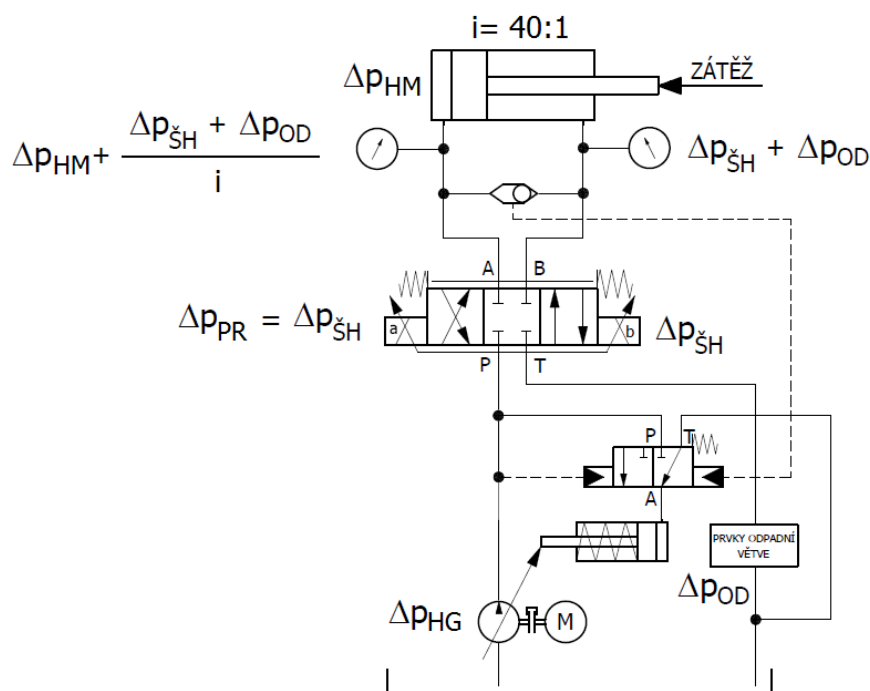
7.1.5 Varianta 5

Za nejvhodnější systém, z hlediska účinnosti lze považovat tzv. Load Sensing systém. S ním je možné dosáhnout značné energetické úspory, zejména díky možnosti regulace množství hydraulické kapaliny dodávané do systému hydrogenerátorem a změnou nastavení maximálního tlaku v obvodu vzhledem k velikosti zatížení. Účinnost systému je tedy poměrně vysoká, jak v oblasti nízkých zatížení, tak v případě malých lisovacích rychlostí. Celkovou účinnost hydraulického obvodu s LS regulací je pak možné určit ze vztahu:

$$\eta = \frac{\Delta p_{HM} \cdot \mathcal{Q}_{HM}}{\Delta p_{HM} \cdot \mathcal{Q}_{HM} + \Delta p_{PR} \cdot \mathcal{Q}_{HM} + \frac{(\Delta p_{\dot{S}H} + \Delta p_{OD})}{i} \cdot \mathcal{Q}_{HM}} \quad (7.19)$$

Snímání tlaku před a za škrticím orgánem má za následek, že Load Sensing systém se snaží udržet neustále konstantní tlakový spád na škrticí hraně šoupátka, o čemž vypovídá nejenom rovnice (7.20) ale i **obrázek 7.5**.

$$\Delta p_{PR} = \Delta p_{\check{s}H} \quad (7.20)$$



Obrázek 7.5 Hydraulický systém s Load Sensing regulačním hydrogenerátorem

7.1.6 Výběr koncepce

Ze všech výše zmíněných koncepčních řešení, pomocí kterých je možné realizovat elektrohydraulický pohon lisu CDR 500 si jako předmět dalšího řešení vybírám variantu s regulačním hydrogenerátorem řízeným pomocí LS regulace. Důvody tohoto rozhodnutí budou postupně odtajňovány v průběhu dalšího řešení.

7.2 Výpočet parametrů jednotlivých částí pohonu

Vstupní parametry potřebné pro další řešení jsou uvedené v **tabulce 6.1**. Všimněme si však, že v tabulce chybí jakákoli zmínka o maximální síle, jakou má být stroj schopen vyvodit na lisovanou součást. Původní koncepce pohonu stroje byla navržena tak, aby byl stroj schopen vyvodit sílu, jejímž ekvivalentem je zatížení pěti set tun, o čemž taky vypovídá číslovka v názvu CDR 500. Uvědomme si, že cílem této diplomové práce není uvést na trh nové universální zařízení určené pro zmíněné účely, ale rekonstrukce, která by měla maximálně vyhovovat požadavkům provozovatele zařízení. To je zřejmě hlavní důvod, proč by volba parametru (maximální lisovací síly) měla být předmětem empiricky získaných informací a dlouholetých zkušeností v oboru.

7.2.1 Volba lisovací síly

Běžná zatížení potřebná pro nalisování nových kol na novou nápravu se pohybují do 100 tun. Čas od času se objevují i dvojkolí, kde tato zatížení mohou vystoupat až na hodnotu 180 tun a to především kvůli vyšším nárokům na únosnost lisovaného spoje. Maximální zatížení lze zaznamenat při opravách dvojkolí, kdy v okamžiku rozlisování může zatížení skokově vzrůst až na hodnotu 220 tun. Tuto hodnotu považujeme za odrazovou a navrháme k ní maximální lisovací sílu stroje alespoň o 50 % vyšší.

$$F_{MAX} = F_{EMP} \cdot 1,5 = 2200 \cdot 10^3 \cdot 1,5 = 3300000 \text{ N} = \underline{\underline{3300 \text{ kN}}} \quad (7.21)$$

Volím maximální lisovací sílu stroje $F_{MAX} = 3500 \text{ kN}$ (350 t).

7.2.2 Určení výkonu elektromotoru

Elektromotor je zařízení, které musí být schopné svým výkonem pokrýt maximální požadavky hydraulického systému. Pokud známe hodnotu maximálního zatížení lisovního plunžru, jsme schopni z rovnice (7.22) stanovit i maximální tlakový spád na hydromotoru, od kterého pak volíme hodnotu pojistného tlaku.

$$\Delta p_{HM} = \frac{F_{MAX}}{S_L} = \frac{3,5 \cdot 10^6}{0,163} = 21459227,47 \text{ Pa} = \underline{\underline{214,592 \text{ bar}}} \quad (7.22)$$

Volím pojistný tlak $\Delta p_{PV} = 230 \text{ bar}$.

Výpočet maximálního hydraulického výkonu pohonu je pak uveden v rovnici (7.23).

$$P_{HYD} = \Delta p_{PV} \cdot Q_{HM MAX} = 230 \cdot 10^5 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4} = 11253,9 \text{ W} = \underline{\underline{11,254 \text{ kW}}} \quad (7.23)$$

S ohledem na výsledek rovnice (7.23) je nyní potřeba vhodně zvolit elektromotor. Z výkonové řady elektromotorů se nabízí dvě varianty řešení:

- asynchronní elektromotor o výkonu $P_{EL} = 11 \text{ kW}$,
- asynchronní elektromotor o výkonu $P_{EL} = 15 \text{ kW}$.

Doporučeným postupem při výběru elektromotoru je zvolit nejbližší vyšší z výkonové řady, což je elektromotor o výkonu 15 kW. Mějme však na paměti, že v rovnici (7.23) počítáme s maximálním pojistným tlakem a maximální lisovací rychlostí plunžru, což jsou extrémní podmínky, které mohou v systému nastat. Proto si před definitivním vyřknutím

verdiktu orientačně ověříme, z kolika procent bude výkon elektromotoru (11 kW) v okamžiku maximálního registrovaného zatížení a maximální lisovací rychlosti využíván.

$$\Delta p_{HM} = \frac{F_{EMP}}{S_L} = \frac{2,2 \cdot 10^6}{0,163} = 13488657,27 \text{ Pa} = \underline{\underline{134,887 \text{ bar}}} \quad (7.24)$$

Výkon elektromotoru v tuto chvíli odpovídá výsledku rovnice (7.25).

$$P_{EL} = \Delta p_{HM} \cdot Q_{HM \text{ MAX}} = 134,887 \cdot 10^5 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4} = 6600,021 \text{ W} = \underline{\underline{6,6 \text{ kW}}} \quad (7.25)$$

Pomocí jednoduché trojčleky jsme nyní schopní říct, že i v případě výjimečného zatížení a maximální lisovací rychlosti využíváme pouhých 60 % maximálního výkonu 11 kW elektromotoru. Pouze slovně doplním, že v případě běžného užívání stroje je to pouhých 5-10 %.

Volím tedy elektromotor o výkonu $P_{EL} = 11 \text{ kW}$.

7.2.3 Stanovení geometrického objemu hydrogenerátoru

Hydrogenerátor je hydrostatický převodník, ve kterém dochází k přímé přeměně mechanické energie na energii tlakovou.

Velikost geometrického objemu hydrogenerátoru stanovíme pomocí vztahu (7.26).

$$V_{HG} = \frac{Q_{HM \text{ MAX}}}{n_{EL}} = \frac{60 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4}}{1460} = 2,011 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = \underline{\underline{20,108 \text{ cm}^3}} \quad (7.26)$$

Hydrogenerátor vybíráme nejenom na základě výsledku rovnice (7.26) ale i na hodnotě maximálního tlaku v obvodu, či zvolené koncepce pohonu. V našem případě budeme hledat hydrogenerátor se schopností změny geometrického objemu řízeného Load Sensing systémem, jehož těleso je dimenzováno na tlak 230 bar a výš.

7.2.4 Určení velikosti nádrže

Velikost nádrže hydraulického agregátu se odvíjí od množství kapaliny, potřebného pro bezpečný provoz hydraulického pohonu. Doporučuje se volit 2-5 násobek maximálního průtoku, kterým je kapalina z nádrže vysávána. V našem případě se jedná o

průtok plnicím ventilem, v okamžiku, kdy se lisovní plunžr pohybuje předjížděcí rychlostí v_p a kapalina je do prostoru **C** z nádrže samovolně přisávána.

Známe-li rychlost pohybu plunžru a délku jeho zdvihu, jsme schopni určit čas, za který se musí prostor **C** zcela zaplnit pracovní kapalinou.

$$T_p = \frac{L}{v_p} = \frac{750}{13} = \underline{\underline{57,692\,s}} \quad (7.27)$$

Průtok plnicím ventilem ve fázi předjíždění pak stanovíme ze vztahu (7.28).

$$\begin{aligned} Q_{PLP} &= \frac{V_C}{T_p} = \frac{S_C \cdot L}{T_p} = \frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_A^2)}{4} \cdot \frac{L}{T_p} \\ Q_{PLP} &= \frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,12^2)}{4} \cdot \frac{0,75}{57,692} \\ Q_{PLP} &= 1,921 \cdot 10^{-3} \, m^3 \cdot s^{-1} = \underline{\underline{115,233 \, dm^3 \cdot min^{-1}}} \end{aligned} \quad (7.28)$$

Množství kapaliny V_K určíme rovnicí (7.29).

$$V_K = 2,2 \cdot 115,233 = \underline{\underline{253,513 \, dm^3}} \quad (7.29)$$

Volím množství kapaliny $V_K = 250 \, dm^3$ a velikost nádrže $V_N = 300 \, dm^3$.

7.2.5 Výpočet maximálního průtoku plnicím ventilem

Postupujeme obdobně jako v předchozí kapitole 7.2.4, avšak nyní do rovnice (7.30) dosazujeme zpětnou rychlost plunžru v_z .

$$T_z = \frac{L}{v_z} = \frac{750}{55} = \underline{\underline{13,636\,s}} \quad (7.30)$$

Nyní lze pomocí rovnice (7.31) stanovit objemový průtok, na nějž je při pozdějším výběru světlosti ventilu potřeba brát zřetel.

$$\begin{aligned}
 Q_{PLZ} &= \frac{V_C}{T_Z} = \frac{S_C \cdot L}{T_Z} = \frac{\pi \cdot (d_C^2 - d_A^2)}{4} \cdot \frac{L}{T_Z} \\
 Q_{PLZ} &= \frac{\pi \cdot (0,45^2 - 0,12^2)}{4} \cdot \frac{0,75}{13,636} \\
 Q_{PLZ} &= 8,126 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{487,533 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.31}$$

7.2.6 Návrh potrubního systému

Rozhodujícím faktorem při výběru průměru potrubí jsou připojovací rozměry jednotlivých montážních souborů, které potrubí propojuje. Avšak dle druhu potrubního systému lze orientačně jmenovitou světlost určit. Doporučené rychlosti proudění pracovní kapaliny v jednotlivých druzích potrubí jsou předepsány v **tabulce 7.1**.

Tabulka 7.1 Doporučené rychlosti proudění pracovní kapaliny v závislosti na druhu potrubního systému

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Tlakové potrubí	v_T	4	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Odpadní potrubí	v_O	2,5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Plnicí potrubí	v_{PL}	3	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Sací potrubí	v_S	0,5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Jistou úpravou známé rovnice kontinuity jsme schopni určit minimální světlost potrubí nebo hadic. Z rovnice (7.32) určíme minimální světlost tlakového potrubí.

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM \text{ MAX}}}{\pi \cdot v_T}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 4}} = 0,012 \text{ m} = \underline{\underline{12,48 \text{ mm}}} \tag{7.32}$$

Nutností je do rovnice dosazovat nejenom správnou rychlost, ale i patřičný objemový průtok potrubím. Odpadním potrubím protéká nejvíce kapaliny v okamžiku zpětného chodu, kdy se musí poměrně rychle vyprázdnit prostor **B** válce. Příkladem výpočtu tohoto průtoku je **kapitola 7.2.5**.

$$\begin{aligned}
 Q_O &= \frac{V_B}{T_Z} = \frac{S_B \cdot L}{T_Z} = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot \frac{L}{T_Z} \\
 Q_O &= \frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \cdot \frac{0,75}{13,636} \\
 Q_O &= 8,467 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{50,801 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}
 \end{aligned} \tag{7.33}$$

Nyní lze bezpečně dopočítat orientační hodnotu jmenovité světlosti odpadního potrubí.

$$d_O = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_O}{\pi \cdot v_O}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,467 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 2,5}} = 0,021 \text{ m} = \underline{\underline{20,766 \text{ mm}}} \tag{7.34}$$

Obdobným způsobem postupujeme u všech ostatních potrubí uvedených v **tabulce 7.1**.

$$d_{PL} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{PLZ}}{\pi \cdot v_{PL}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,126 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 3}} = 0,059 \text{ m} = \underline{\underline{58,726 \text{ mm}}} \tag{7.35}$$

$$d_S = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HM MAX}}{\pi \cdot v_S}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,5}} = 0,035 \text{ m} = \underline{\underline{35,299 \text{ mm}}} \tag{7.36}$$

Na závěr této kapitoly bych znovu rád podotknul, že výsledné hodnoty světlosti potrubí jsou pouze přibližné a není nutné se jimi striktně řídit. Zvolené rozměry jednotlivých druhů potrubí jsou uvedeny ve funkčním schématu hydraulického obvodu, viz **příloha A**.

7.2.7 Tepelný výpočet

V této kapitole se pokusíme zjistit, zda bude, či nebude do již předem promyšleného hydraulického obvodu potřeba zařadit vhodné chladicí zařízení. Výpočet jsme provedli na základě programu vytvořeného společností INTERFLUID s.r.o. Celý výpočet je pouze orientační, jelikož některé parametry nejde s dostatečnou přesností určit.

Výpočet časové konstanty je uveden v rovnici (7.37).

$$T = \frac{m_{OC} \cdot c_{OC} + V_K \cdot c_K \cdot \rho_K}{k \cdot S_N} = \frac{3500 \cdot 450 + 0,25 \cdot 1800 \cdot 890}{8 \cdot 3,5} = \underline{\underline{70553,571 \text{ s}}} \tag{7.37}$$

Velikost lékařního průtoku hydrogenerátoru stanovíme z rovnice (7.38).

$$\begin{aligned} Q_{HG\ LEK} &= \alpha_{HG} \cdot Q_{HG} \cdot (1 - \eta_{HG\ Q}) \\ Q_{HG\ LEK} &= 1 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,9) \\ Q_{HG\ LEK} &= 4,893 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1} = \underline{\underline{2,936 dm^3 \cdot min^{-1}}} \end{aligned} \quad (7.38)$$

Známe-li lékařní průtok, jsme schopni z rovnice (7.39) spočítat, jaké teplo generuje samotný hydrogenerátor.

$$\begin{aligned} \Phi_{HG} &= \alpha_{HG} \cdot Q_{HG\ LEK} \cdot p_{PRAC} \cdot \beta_{HG} \\ \Phi_{HG} &= 1 \cdot 4,893 \cdot 10^{-5} \cdot 23 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \\ \Phi_{HG} &= 337,617 W = \underline{\underline{0,338 kW}} \end{aligned} \quad (7.39)$$

Obdobným způsobem stanovíme teplo generované ostatními prvky. Všimněme si, že v celé rovnici (7.40) dosazujeme pouze veličiny týkající se proporcionálního rozváděče. Ten je totiž díky systému Load Sensing v uvozovkách jediným místem obvodu, kde dochází k přeměně tlakové energie na energii tepelnou.

$$\begin{aligned} \Phi_{PR} &= \alpha_{PR} \cdot Q_{HG} \cdot \Delta p_{PR} \cdot \beta_{PR} \\ \Phi_{PR} &= 1 \cdot 4,893 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \\ \Phi_{PR} &= 146,79 W = \underline{\underline{0,147 kW}} \end{aligned} \quad (7.40)$$

Celkový ztrátový výkon pak určíme ze vztahu:

$$\Phi = \Phi_{HG} + \Phi_{PR} + \Phi_{OK} = 337,617 + 146,79 + 0 = 484,407 W = \underline{\underline{0,484 kW}} \quad (7.41)$$

Pro určení zda je, nebo není potřeba chladiče, je nutné stanovit množství tepla odvedené nádrží. To zjistíme rovnicí (7.42).

$$\Phi_N = (t_{MAX} - t_{OK}) \cdot k \cdot S_N = (55 - 32) \cdot 8 \cdot 3,5 = 644 W = \underline{\underline{0,644 kW}} \quad (7.42)$$

Z výsledku rovnice (7.42) je patrné, že teplo, které je nádrž schopná odvézt je větší, než celkový ztrátový výkon obvodu. Tento obvod se tedy obejde bez jakéhokoli externího chlazení ať už vodou, či proudícím vzduchem. Teplota kapaliny nikdy nevyšplhá na zvolenou hranici $t_{MAX} = 55^\circ C$.

Koncovou ustálenou teplotu pracovní kapaliny spočítáme dle rovnice (7.43).

$$t_U = t_{OK} + \frac{\Phi}{k \cdot S_N} = 32 + \frac{484,407}{8 \cdot 3,5} = \underline{\underline{49,3 \text{ } ^\circ\text{C}}} \quad (7.43)$$

Ukázka výpočtového programu společnosti INTERFLUID s.r.o. schopného ověřit tepelnou bilanci hydraulického obvodu je uvedena v **tabulce 7.2**.

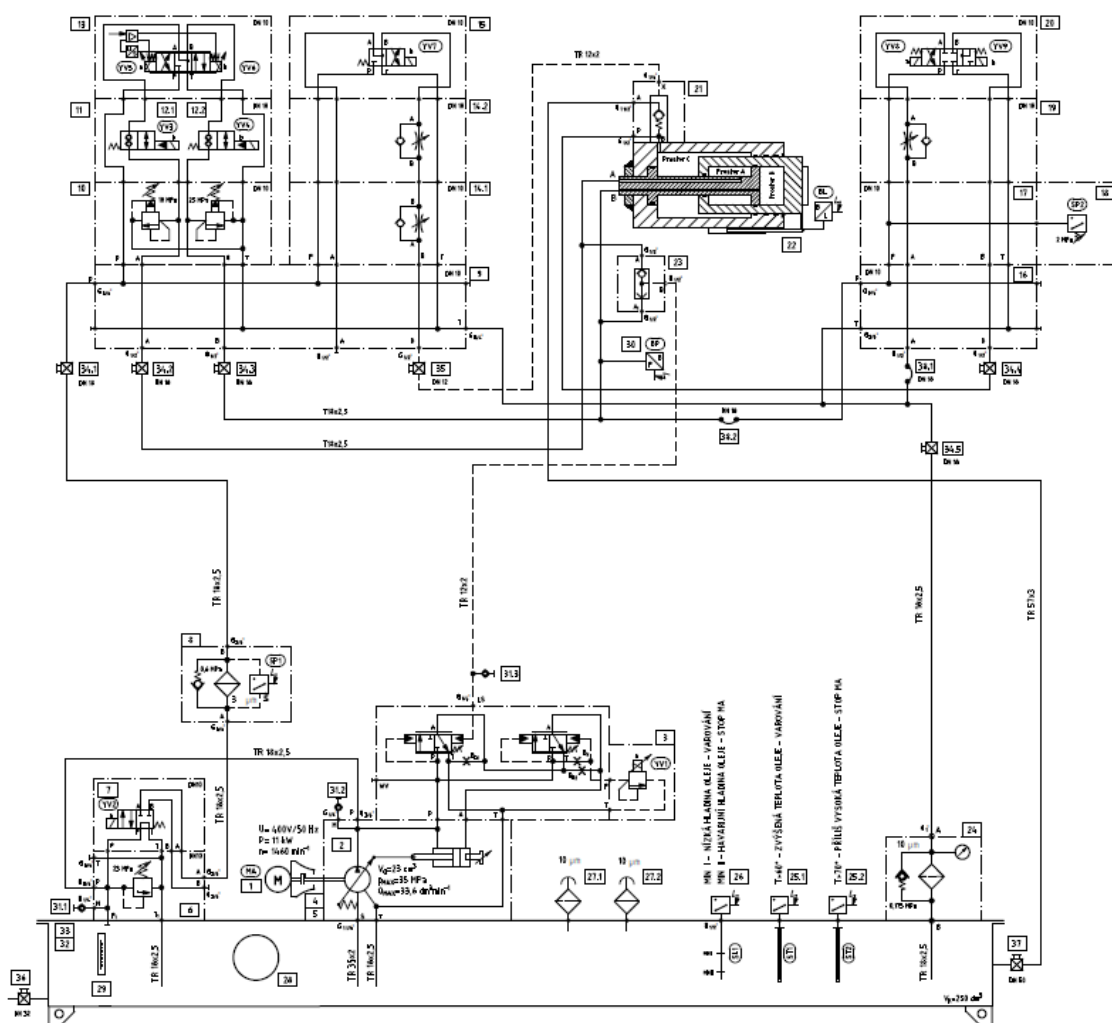
Tabulka 7.2 Tepelný výpočet dle společnosti INTERFLUID s.r.o. [17]

Popis	Symbol	Hodnota	Jednotka
Počet hydrogenerátorů	α_{HG}	1	ks
Množství kapaliny	V_K	250	dm ³
Teplota okolí	t_{OK}	32	°C
Pracovní tlak	Δp_{PRAC}	23	MPa
Průtok hydrogenerátoru	Q_{HG}	29,36	dm ³ ·min ⁻¹
Časový faktor hydrogenerátoru	β_{HG}	0,3	1
Plocha nádrže	S_N	3,5	m ²
Součinitel prostupu tepla	k	8	W·m ⁻² ·K ⁻¹
Maximální teplota kapaliny	t_{MAX}	55	°C
Tlakový spád na prop. rozváděči	Δp_{PR}	1	MPa
Časový faktor prop. rozváděče	β_{PR}	0,3	1
Počet prvků	α_{PR}	1	ks
Teplo přiváděné okolím	Φ_{OK}	0	kW
Průtoková účinnost hydrogenerátoru	$\eta_{HG Q}$	0,9	1
Hmotnost kovových částí	m_{OC}	3500	kg
Měrné skupenské teplo kovu	c_{OC}	450	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Měrné skupenské teplo kapaliny	c_K	1800	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Hustota kapaliny	ρ_K	890	kg·m ³
Počáteční teplota kapaliny	$t_{K START}$	30	°C
Časová konstanta	T	70553,57	s
Lekážní průtok hydrogenerátoru	$Q_{HG LEK}$	2,94	dm ³ ·min ⁻¹
Teplo generované hydrogenerátorem	Φ_{HG}	0,34	kW
Teplo generované prop. rozváděčem	Φ_{PR}	0,22	kW
Celkový ztrátový výkon	Φ	0,56	kW
Ustálená teplota kapaliny	t_U	51,92	°C
Teplo odvedené nádrží	Φ_N	0,64	kW
Potřebný výkon chladiče	Φ_{CH}	-0,09	kW
Doba ohřátí oleje na teplotu	T_{MAX}	#ČÍSLO!	min

8 Technická zpráva

8.1 Funkční schéma elektrohydraulického pohonu

Na základě postupné specifikace jednotlivých prvků použitých v obvodu, jsem dle patřičných náležitostí sestavil kompletní funkční schéma elektrohydraulického pohonu lisu CDR 500, které je uvedeno v **příloze A**. Obsahuje detailní rozkreslení hydraulického agregátu a řídicího bloku číslem výkresu: DP-RK-01/1 a DP-RK-01/2. Pohled na něj nabízí i **obrázek 8.1**.



Obrázek 8.1 Funkční schéma elektrohydraulického pohonu lisu CDR 500

8.2 Struktura elektrohydraulického obvodu.

Seznam hydraulických prvků, použitých v obvodu, nalezneme v **příloze B**. Motorová listina je pak předmětem **přílohy C**.

Zvolené koncepční řešení pohonu se skládá z šesti klíčových souborů:

- hydraulického agregátu,
- řídicího bloku,
- lisovního válce,
- potrubního systému,
- pracovní kapaliny,
- řídicí elektroniky.

8.2.1 Hydraulický agregát

Hydraulický agregát, jakožto zdroj tlaku je umístěn přímo na technologickém zařízení, viz **kapitola 5.3** nebo **příloha E**. Montážní soubor lze dále rozdělit na elementární uzly:

- nádrž s příslušenstvím,
- pohonná jednotka,
- odlehčovací blok,
- tlakový filtr,
- odpadní filtr.

Nádrž s příslušenstvím

Nádrž je svařovaná ocelová nádoba uzavřená víkem tak, aby skladovaná hydraulická kapalina byla v kontaktu s okolním prostředím pouze skrze vzduchový filtr. Ty mohou být v obvodu použity dva a to z důvodu vysoké rychlosti zpětného pohybu plunžru, která je logicky spojena s prudkým zvýšením hladiny v nádrži. Víko nádrže je uloženo na okapovém plechu. Této konstrukce se s oblibou využívá v případech, není-li z důvodu malého zástavbového prostoru možné použít okapovou vanu. Nádrž je dále vybavena nejrůznějším příslušenstvím jako: termostat, stavoznak, čistící víko, vzduchový filtr, snímač hladiny či kulové ventily.

Nejdůležitější technické parametry nádrže:

užitečný objem nádrže	250 dm ³
-----------------------	---------------------

Pohonná jednotka

Pohonná jednotka se skládá z asynchronního patkopřírubového elektromotoru, pružné spojky, triggeru a axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněnou deskou, řízeného dvou šoupátkovým Load Sensing systémem s možností mechanického omezení geometrického objemu tak, aby maximálně vyhovoval požadavkům systému. Hydrogenerátor je dále vybaven přepouštěcím ventilem s proporcionálním elektromagnetem, pomocí něhož lze nastavit maximální tlak systému. Tento ventil je užitečný zejména v případě, chceme-li lisovat nejen na předepsanou pozici, ale i na předem stanovené zatížení. Celá pohonná jednotka právě kvůli řízení hydrogenerátoru zaujímá horizontální polohu a je upevněná na víko nádrže.

Nejdůležitější technické parametry pohonné jednotky:

výkon elektromotoru	11 kW
otáčky elektromotoru	1460·min ⁻¹
napětí	400/690V, 50Hz
maximální geometrický objem hydrogenerátoru	25 cm ³
stálý pracovní tlak na výstupu z hydrogenerátoru (možný)	350 bar

Odlehčovací blok

Odlehčovací blok je tvořen základním blokem vybaveným přepouštěcím ventilem a průtokovým rozváděčem umožňujícím beztlaký rozběh hydrogenerátoru. Oba prvky odpovídají světlosti DN 10. Při rozhodování zda zvolit velikost prvků DN 6, nebo DN 10 hráli hlavní roli přípojovací rozměry základního bloku. Prvky se světlostí DN 6 sice splňují požadavky maximálního průtoku hydrogenerátoru, ale jejich malé přípojovací rozměry si budou vyžadovat redukci šroubení, což může vést ke vzrůstu místní ztráty v potrubí, hydrogenerátor by v případě nutnosti nebylo možné ideálně odlehčit.

Nejdůležitější technické parametry odlehčovacího bloku:

maximální tlak systému	230 bar
------------------------	---------

Tlakový filtr

Úkolem tlakového filtru je zachycovat nečistoty v tlakové větvi potrubí. Jde o filtr s elektronickým spínačem tlaku a by-pass obtokem. V okamžiku zanesení vložky, dojde ke

zvýšení tlakového spádu na filtru, na což zareaguje tlakový spínač, který okamžitě dává informaci obsluze zařízení. Zanesenou filtrační vložku je nutné neprodleně vyměnit za novou. Jejím protržením dojde k uvolnění velkého množství nečistot, což může vážně poškodit ostatní prvky hydraulického obvodu.

Nejdůležitější technické parametry tlakového filtru:

jemnost filtrace	3 μm
maximální pracovní tlak	420 bar
maximální tlakový spád na filtrační vložce	20 bar
jmenovitý průtok	44 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Odpadní filtr

Odpadní filtr zachycuje mechanické nečistoty nesoucí se hydraulickým obvodem při návratu pracovní kapaliny zpět do nádrže. Jedná se o konstrukci umožňující montáž v horizontální poloze. Filtr je dále vybaven optickým ukazatelem znečištění a by-pass ventilem. Stejně jako v předchozím případě i nyní je nutné po zanesení filtrační vložku vyměnit za novou.

Nejdůležitější technické parametry odpadního filtru:

jemnost filtrace	10 μm
otevírací tlak by-pass ventilu	1,75 bar \pm 10 %
maximální tlakový spád na filtrační vložce	3 bar
jmenovitý průtok	143 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

8.2.2 Řídicí blok

Řídicí blok se nachází ve skříni technologického zařízení, viz **kapitola 5.3**. Je tvořen dvěma řadovými připojovacími deskami, na nichž jsou umístěny ventilové nastavby schopné plnit jednotlivé provozní úkony stroje.

První z nich je dvousekční řadová deska nesoucí dvě ventilové nastavby. Vrchol první ventilové sady tvoří hlavní regulační rozváděč řízený proporcionálními elektromagnety. Pomocí tohoto ventilu řídíme směr a rychlost pohybu lisovního plunžru. Druhou nastavbu tvoří ventilová sada skládající se z elektromagnetického rozváděče s cívkou na jedné straně a dva škrťací ventily, pomocí nichž jsme schopni nastavit rychlost otevírání a zavírání plnicího ventilu, umístěném přímo na lisovním válci.

Druhá z desek obsahuje skupinu hydraulických ventilů určujících, zda se bude plunžr pohybovat lisovací, či předjížděcí rychlosti nebo bude provedena řízená dekomprese systému.

Podrobnější informace o činnosti jednotlivých prvků budou uvedeny v následující kapitole 8.3.

8.2.3 Lisovní válec

Konstrukce a princip činnosti lisovního válce jakožto převodníku tlakové energie na energii mechanickou je podrobně popsána v kapitole 5.3.1. Nutno podotknout, že řízení plnicího ventilu se může v různých případech lišit, záleží na konstrukci a jeho provedení.

8.2.4 Potrubní systém

Potrubní systém slouží k rozvodu hydraulické kapaliny, jakožto pracovního média do všech montážních souborů hydraulického obvodu. Jednotlivá potrubí jsou ukotvena pomocí svorek přímo k technologickému zařízení. Typ koncového šroubení potrubí volí sama osoba odpovědná za řádné provedení vytrubkování celého zařízení. Připojovací rozměry a doporučené průměry potrubí jsou uvedeny v dokumentu obsahujícím funkční schéma daného zařízení, viz příloha A.

8.2.5 Pracovní kapalina

Pracovní kapalina se volí vždy s ohledem na umístění a technologickou činnost stroje. Jelikož se jedná o lis, je zřejmé, že zařízení bude pracovat s vysokými tlaky, proto je vhodné volit takovou hydraulickou kapalinu, která je schopná dobře odlučovat nežádoucí vzduch ze systému. Jelikož v obvodě je zařazen i filtr s poměrně vysokou jemností filtrace i tento aspekt je potřeba brát v úvahu. Zařízení se nachází ve výrobní hale, kde rozsah teplot okolního prostředí není až tak značný. Na základě těchto hledisek volím hydraulickou kapalinu Shell TELLUS S2 M 46, vhodnou pro celoroční použití v běžných podmínkách s vysokým namáháním.

Užitečný objem nádrže činí 250 dm^3 . Při prvním plnění obvodu ovšem počítáme s rezervou $20\text{--}30 \text{ dm}^3$.

kinematická viskozita při 40 °C	46 mm ² ·s ⁻¹
hustota při 15 °C	879 kg·m ⁻³
bod tuhnutí	-30 °C
bod vzplanutí	218 °C

8.2.6 Řídící elektronika

Veškeré jistící a spínací přístroje jsou zabudovány v hlavním rozváděči, který je umístěn v bezprostřední blízkosti stroje.

8.3 Popis funkce elektrohydraulického pohonu

Čísla jednotlivých pozic prvků souhlasí s čísly uvedených v dokumentech **přílohy A a přílohy B**.

8.3.1 Rozběh pohonné jednotky

Je-li hlavní elektro-vypínač v aktivní poloze, dojde po stisknutí tlačítka **START**, umístěném na hlavním ovládacím panelu elektro-rozváděče, k rozběhu pohonné jednotky. To vyvolá chvilkovou dodávku určitého množství kapaliny, jelikož při rozběhu je deska regulačního hydrogenerátoru (**pozice 2**) vždy pružinou vyklopena do své maximální polohy. Úhel naklonění desky řídí dvoušoupátkový regulátor umístěný přímo na tělese hydrogenerátoru. Jeho reakce však není okamžitá, z toho důvodu je do obvodu zařazen odlehčovací blok, který zajišťuje vždy beztlaký rozběh zařízení. Odlehčovací blok je tvořen základním blokem s přímo řízeným přepouštěcím ventilem (**pozice 6**) pomocí něj jsme schopni mechanicky nastavit pojistný tlak systému. Další částí odlehčovacího bloku je proplachový 4/2 rozváděč s otevřeným středem (**pozice 7**). Je-li cívka **YV2** průtokového rozváděče bez napětí, je kanál **P** propojen s kanálem **T** směřující skrze kanál **T₁** základního bloku do nádrže. Po uplynutí určitého času potřebného k rozběhu hydrogenerátoru dojde k přivedení napětí na cívku **YV2** a šoupě rozváděče se přestaví do polohy **a**. V případě neregulačního hydrogenerátoru by v tomto okamžiku začala pohonná jednotka dodávat tlakovou energii do systému. Avšak náš systém je vybaven hydrogenerátorem řízeným Load Sensing regulací, která neustále porovnává tlak před a za hlavním škrtícím orgánem a tím tak nastavuje polohu naklonění desky hydrogenerátoru. Je-li tedy hlavní regulační

ventil s integrovanou elektronikou (**pozice 13**) v nulové poloze, je nulový i tlak na výstupu ze střídavého ventilu (**pozice 23**), deska hydrogenerátoru je tedy maximálně sklopená a hydrogenerátor v tuto chvíli nedodává žádný objemový průtok.

8.3.2 Předjíždění lisovního plunžru

Požadujeme-li, aby se lisovní plunžr začal pohybovat vpřed předjížděcí rychlostí v_p , stiskneme tlačítko **RYCHLOPOSUV**. Po provedení tohoto úkonu se přivede napětí na cívky obou sedlových ventilů (**pozice 12**), které se přestaví do polohy **b** a následně se přivede napětí na cívku **YV5**, čímž se šoupě proporcionálního rozváděče (**pozice 13**) přestaví do pozice **a**. Kanál **P** se tak propojí s kanálem **B** a kanál **T** s kanálem **A**, kapalina má možnost průchodu do prostoru **B** válce. Rychlost rychloposuvu je jedna z podmínek stanovená zadavatelem objednávky a její řízení je předmětem spolupráce mezi snímačem polohy **BL1** (**pozice 22**) a integrované elektroniky proporcionálního rozváděče (**pozice 13**). Hlavní regulační šoupátko neustále porovnává tlaky před a za hlavním regulačním ventilem, na což hydrogenerátor (**pozice 2**) okamžitě reaguje nastavením úhlu naklonění desky.

Při předjíždění je 4/2 rozváděč (**pozice 15**) stejně jako 4/3 rozváděč (**pozice 20**) v nulové poloze (cívky bez napětí). Z důvodu orientace kuželky plnicího ventilu (**pozice 21**) je možné kapalinu do prostoru **C** válce z nádrže (**pozice 32**) samovolně přisávat. Vše za předpokladu otevřeného přírubového kulového ventilu umístěného v plnicím potrubí (**pozice 37**). Ve chvíli, kdy se čelo lisovního plunžru opře o lisovanou součást, začne v prostoru **B** válce vzrůstat tlak. Dosáhne-li tento tlak hodnoty nastavené na tlakovém spínači **SP1** (**pozice 18**), dojde k postupné ztrátě napětí nejprve na cívce **YV5** a poté na obou cívkách sedlových ventilů **YV3** a **YV4**, čímž se zajistí poloha lisovního plunžru. Jelikož hydrogenerátor se snaží neustále udržovat konstantní tlakový spád na regulačním ventilu (10 bar) v okamžiku uzavření obou sedlových ventilu tzv. odseknutím, dojde ke stažení desky na minimum.

8.3.3 Lisovací proces

Proto, aby se lisovní plunžr začal pohybovat lisovací rychlostí, je nutné propojit prostory **B** a prostory **C** lisovního válce. Přivedením napětí na cívku **YV8** elektromagnetického rozváděče (**pozice 20**) propojíme kanál **P** s kanálem **B** a kanál **T** s kanálem **A**. Sedlové ventily (**pozice 12**) a proporcionální rozváděč (**pozice 13**) opět

uvedeme do stejných poloh jako v režimu předjíždění. Tím dojde k opětovnému rozpohybování lisovního plunžru, ovšem nyní už lisovací rychlostí. Tlak přivedený na kanál **P** plnicího ventilu (**pozice 21**) zatlačí kuželku do sedla. Zvolená rychlost lisování je řízená stejným způsobem, jako v předchozím případě. Přesnost řízení je předmětem rychlostí reakce proporcionálního rozváděče a snímače polohy (**pozice 22**). Celý průběh lisování zaznamenává snímač tlaku **BP1** (**pozice 30**), jehož data jsou vstupní veličinou při pořizování záznamu o lisovacím procesu.

8.3.4 Dekomprese

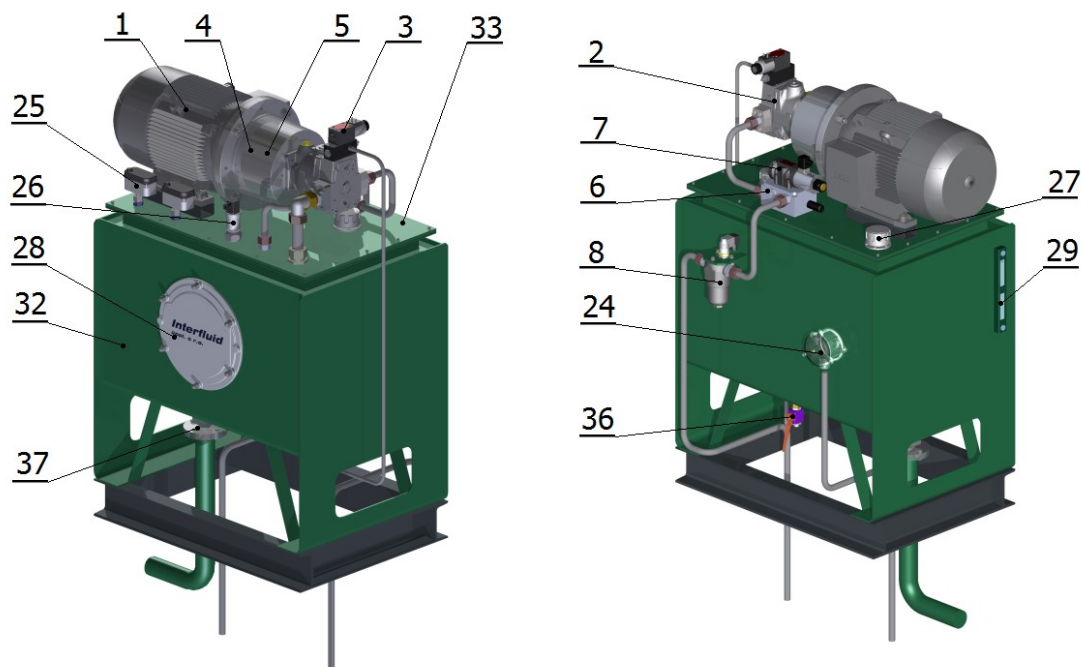
Po zalisování součásti a stisknutí tlačítka **STOP** se sedlové ventily přesunou do své základní polohy vymezené pružinou (cívky bez napětí). Následně přestavíme elektromagnetický rozváděč (**pozice 20**) do polohy **b** tak, že cívku **YV9** přivedeme pod napětí. V tuto chvíli dojde k propojení kanálu **P** s kanálem **A** a **B**, čímž dojde k řízené dekompresi systému skrze jednosměrný škrťací ventil (**pozice 19**). Délku tohoto procesu nastavujeme průtočnou plochou uvedeného škrťacího ventilu. Pro rychlou dekompresi prostoru před regulačním ventilem je možné stáhnout napětí proporcionálního tlakového ventilu (**pozice 3**) na minimum.

8.3.5 Zpětný chod

Po dekompresi systému se plunžr musí zasunout zpět do výchozí polohy. Stisknutím tlačítka **ZPĚTNÝ CHOD** dojde k přestavení elektromagnetického rozváděče (**pozice 15**) do polohy **b**. Tím se propojí kanál **P** s kanálem **B** rozváděče a kapalina může řízeně projít skrze škrťací ventil (**pozice 14.2**) na řídicí pístek plnicího ventilu, který nadzvedne kuželku. Z prostoru **C** je tak možné, v případě přivedení napětí na cívku **YV6** velmi rychlým způsobem vytěsnit veškerou hydraulickou kapalinu zpět do nádrže.

9 Vizualizace montážních souborů

Popis hlavních částí hydraulického agregátu je uveden na **obrázku 9.1**. Uvedená čísla souhlasí s čísly pozic v seznamu prvků, viz **příloha B**.

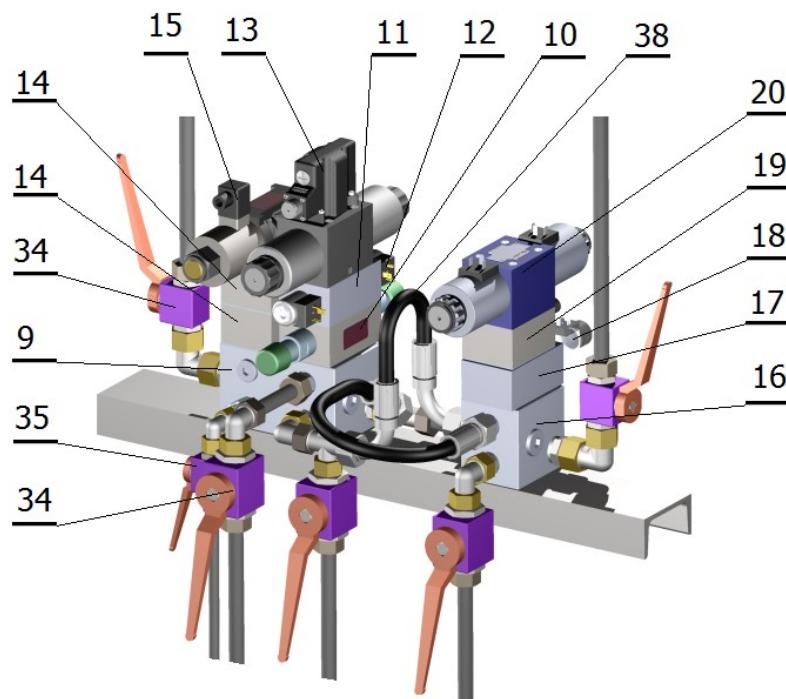


Obrázek 9.1 Vizualizace hydraulického agregátu

Popis k **obrázku 9.1**:

1 – Elektromotor	25 – Termostat
2 – Hydrogenerátor	26 – Hladinoměr
3 – Proporcionální tlakový ventil	27 – Vzduchový filtr
4 – Spojka	28 – Čistící víko
5 – Tragger	29 – Stavoznak
6 – Blok s přepouštěcím ventilem	32 – Nádrž
7 – Elektromagnetický rozváděč	33 – Víko nádrže
8 – Tlakový filtr	36 – Výpustný kulový ventil
24 – Odpadní filtr	37 – Plnicí kulový ventil

Popis hlavních částí řídicího bloku pohonu je uveden na **obrázku 9.2**. Stejně jako u předchozího obrázku uvedená čísla souhlasí s čísly pozic v seznamu prvků, viz **příloha B**.



Obrázek 9.2 Vizualizace řídicího bloku

Popis k **obrázku 9.2**:

9 – Řadová připojovací deska

10 – Přepouštěcí ventil

11 – Mezideska

12 – Sedlový ventil

13 – Proporcionální rozváděč

14 – Škrťací ventil

15 – Rozváděč

16 – Řadová připojovací deska

17 – Mezideska tlakového spínače

18 – Tlakový spínač

19 – Škrťací ventil

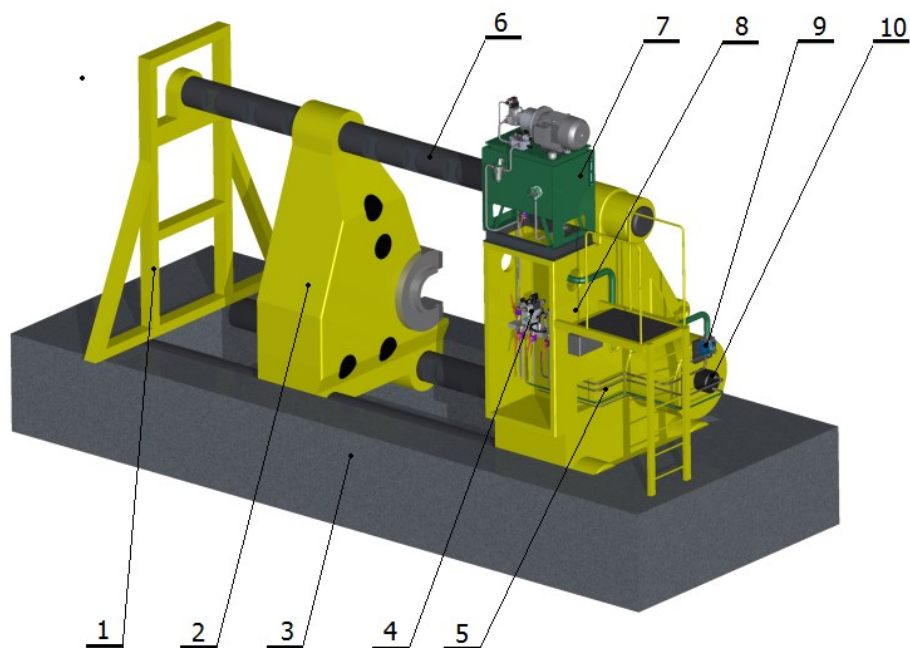
20 – Rozváděč

34 – Kulový ventil

35 – Kulový ventil

38 – Hadice

Rozmístění jednotlivých montážních souborů elektrohydraulického pohonu je zřejmé z **obrázku 9.3**. Informace o zástavbových rozměrech celého zařízení nalezneme v příloze E



Obrázek 9.3 Vizualizace lisu CDR 500

Popis k **obrázku 9.3**:

- | | |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 1 – Zadní traverza | 6 – Sloup |
| 2 – Opěrná traverza | 7 – Hydraulický agregát |
| 3 – Podlaha výrobní haly | 8 – Skříň |
| 4 – Řídicí blok | 9 – Plnicí ventil |
| 5 – Potrubní rozvody | 10 – Lisovní válec (pevná traverza) |

Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu lisu určeného k lisování železničního dvojkolí.

Před tím, než bylo možné jakýmkoli způsobem řešit otázku návrhu pohonu vybraného zařízení, bylo potřeba se seznámit nejenom s technologií a principem činnosti stroje, ale i samotným produktem – železničním dvojkolím. Proto jsem se v první části práce zabíral rozdělením, vlastnostmi a technologií výroby jednotlivých součástí, ze kterých se dvojkolí skládá. Teoretická část dále obsahuje informace o možných způsobech a charakteristických vlastnostech různých druhů těžce rozebíratelných spojení mezi nápravou a železničními koly.

V praktické části práce jsem dle požadavků zadavatele provedl rozbor možných koncepčních řešení elektrohydraulického pohonu lisu CDR 500, určeného právě pro tuto aplikaci. Původní řešení bylo tvořeno regulačním servoventilem, akumulátorem a konstantním hydrogenerátorem dodávajícím do obvodu stále stejné množství hydraulické kapaliny. To vedlo v případě zvolení nízkých lisovacích rychlostí k obrovským energetickým ztrátám. Přebytkové množství hydraulické kapaliny bez jakéhokoli využití protéká skrze přepouštěcí ventil zpět do nádrže (tlaková energie se transformuje na energii tepelnou). To je také důvod, proč muselo být zařízení dodatečně vybaveno vzduchovým chladičem, který původní řešení neobsahuje.

Z důvodu procesní technologie a energetických úspor jsem se rozhodl zvolit koncepční řešení skládající se z regulačního hydrogenerátoru s Load Sensing systémem řízení v kombinaci s rychlým proporcionálním rozváděčem. Za největší výhodu mnou zvoleného koncepčního řešení považuji možnost změny nejenom množství dodávaného média, ale i nastavení maximálního tlaku v obvodu dle momentálních požadavků systému. S tím je pochopitelně spojená nejenom energetická úspora, ale i lepší schopnost řízení rychlosti vysouvání plunžru, vlivem konstantního tlakového spádu na řídicím šoupátku regulačního ventilu.

Jak už to tak bývá, jedním z hlavních aspektů při rozhodování o vítězi zakázky ve výběrovém řízení je vždy cena. Ta je samozřejmě v případě mnou zvoleného regulačního hydrogenerátoru mnohem vyšší. V úvahu však berme, že mnou navržený obvod, na rozdíl od dosavadního řešení, neobsahuje velmi drahý a na čistotu náročný servoventil, blok s akumulátorem, sadu pojistných ventilů, či zakázkově vyráběnou připojovací desku řídicího a odlehčovacího bloku. Jak již bylo řečeno, při řešení tohoto úkolu jsem se snažil

maximálně vyjít vstříc provozovateli zařízení, se kterým jsem se po menším technickém jednání dohodl na snížení maximální lisovací síly stroje a to z původních 500 t na 350 t. Toto rozhodnutí také vedlo ke snížení výkonu celé pohonné jednotky z původních 18,5 kW na 11 kW.

Po provedení potřebných technických výpočtů a ověření tepelné bilance jsem na základě mnou vybrané koncepce zhotovil funkční schéma s patřičnou specifikací všech prvků použitých v hydraulickém obvodu. Finální částí práce bylo vytvoření 3D návrhu hydraulického agregátu společně s řídicím blokem, ke kterým byla zhotovena i výrobní dokumentace. Rozměry všech montážních souborů byly voleny s ohledem na místa k nim určená.

Na samotný závěr bych však rád uvedl své celoživotní moto: „v jednoduchosti je síla“, jehož pravdivost dokazuje i fakt, že původní koncepční řešení stroje bylo schopné bezporuchového provozu téměř více než 10 let.

Seznam použité literatury

Knižní literatura:

- [1] Kolektiv autorů. *Železniční dvojkolí*, 1. vyd. Ostrava: Dům techniky ČSVTS Ostrava, 1986. 189 s.
- [2] ROMANOVSKIJ, V. P.; přeložil Josef Vladyka. *Příručka pro lisování za studena*, 1. vyd. Praha: SNTL, 1959. 540 s.
- [3] KOPÁČEK, J. *Hydrostatické převodové mechanismy*, 1. Vyd. Praha: SNTL, 1986. 272 s.
- [4] PIVOŇKA, J. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987. 624 s.
- [5] SIVAK, V. *Projektování hydraulických systémů*, 1. vyd. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 1990. 333 s.
- [6] IZER, J.; JANDA, J.; MARUNA, Z.; ZDRŮBEK, S. *Kolejové vozy*, 1. vyd. Nitra: Vysoká škola dopravy a spojov v Žilíně, 1986. 380 s.
- [7] FREIBAUER, L.; DOSTÁL, J. *Kolejové vozy I*, 1. vyd. Bratislava: Vysoká škola dopravná v Žilíně, 1974. 273 s.
- [8] HELLER, P.; DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla I*, 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007. 122 s. ISBN 978-80-7043-520-5.
- [9] HELLER, P.; DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II*, 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. 394 s. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [10] ZIMA, R.; JANOŠ, P. *Dvojkolí*. Bohumín: BONATRANS GROUP, 2012. 215 s.
- [11] BALCÁREK, V.; SOBOL, P.; WOLEK, R.; KLUSKOVÁ, P.; JANOŠ, P.; KUFA, P. *50&10 BONATRANS*. Bohumín: BONATRANS GROUP a.s., 2010. 162 s.
- [12] NĚMEC, J.; RUS, L.; SYNEK, V.; KOLÁŘ, J.; KRUPÍČKA, M. *Dynamické jevy, namáhání a porušování pojezdu lokomotiv*. Praha: NADAS, 1986. 280 s.
- [13] DOSTÁL, J. *Železniční dvojkolí*. 2010. 166 s.
- [14] PAVLOK, B.; HRUŽÍK, L.; BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2007. 116 s.
- [15] AUTORENGEMEINSCHAFT P. DREXLER .. *Der Hydraulik-Trainer: Lehr- u. Informationsbuch über d. Hydraulik*. Lohr am Main: Mannesmann-Rexroth, 1988. ISBN 3-8023-0898-0.

[16] Interní materiály společnosti BONATRANS GROUP a.s.

[17] Interní materiály společnosti INTERFLUID s.r.o.

Internetové zdroje:

[18] GHH. –BONATRANS. *Kontakty*. [online]. [cit. 2017-01-03]. Dostupné z: <http://www.ghh-bonatrans.com/cs/kontakty/>

[19] VAGONY.CZ. *Dvojkolí kolejových vozidel*. [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/dvojkoli.html>

[20] VIRTUAL MARKET PLACE. Exhibitors & Products. [online]. [cit. 2016-11-10]. Dostupné z: <http://www.virtualmarket.innotrans.de/en/GHH-BONATRANS,c41869>

[21] Technet-cz [online]. [cit. 2016-11-18]. Dostupné z: http://technet.idnes.cz/jak-vznika-obuti-pro-nejrychlejsi-lokomotivu-sveta-fotoreportaz-lck-/tec_reportaze.aspx?c=A080622_221359_tec_reportaze_rja

[22] GHH – BONATRANS. [online]. [cit. 2016-12-02]. Dostupné z: <http://www.ghh-bonatrans.com/cs/produkty-a-sluzby/kola/>

[23] Rail Conference 2016. [online]. [cit. 2017-01-10]. Dostupné z: <http://www.apta.com/mc/rail/previous/2016rail/presentations/Presentations/Todd%20Williams.pdf>

[24] KILA Consulting AB. *Kunder*. [online]. [cit. 2017-01-10]. Dostupné z: <http://kilaconsulting.com/kunder/>

[25] MM průmyslové spektrum. [online]. [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/inovace-ryze-valeckovaciho-stroje.html>

[26] EUR – Lex. [online]. [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv%3AOJ.L_.2014.356.01.0228.01.ENG

[27] VLAK – SITE. [online]. [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: http://vlak.wz.cz/zelrekord_w.html

[28] TECH MAGAZÍN. [online]. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/943>

[29] ŽĎAS. [online]. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=48>

- [30] České dráhy. ČD V99/1 oprava dvojkolí. [online]. [cit. 2016-11-23] Dostupné z: <http://docplayer.cz/19247906-Ceske-drahy-a-s-cd-v-99-1-oprava-dvojkoli-zeleznicnich-kolejovych-vozidel-uroven-pristupu-b.html>

Seznam příloh

Příloha A

Funkční schéma hydraulického agregátu	DP-RK-01/1
Funkční schéma řídicího bloku	DP-RK-01/2

Příloha B

Specifikace prvků	DP-RK-02
-------------------	----------

Příloha C

Motorová listina	DP-RK-03
------------------	----------

Příloha D

Výrobní výkres víka nádrže	DP-RK-04
Výrobní výkres výpalků	DP-RK-05
Svařenec nádrže agregátu	DP-RK-06
Sestavný výkres hydraulického agregátu	DP-RK-07
Sestavný výkres řídicího bloku	DP-RK-08

Příloha E

Dispoziční výkres stroje	DP-RK-09
--------------------------	----------